

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES**

CÁTEDRA DE PROYECTOS

**PROYECTO FIN DE CARRERA
Nº**



CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN	7
1.1.- MARCO DE REFERENCIA	7
1.1.1.- ENTORNO DE TRABAJO.....	7
1.1.2. MATERIAL RODANTE FERROVIARIO – BOGIE	8
1.2.- ALCANCE Y OBJETIVOS	10
1.2.1.- ALCANCE	10
1.2.2.- OBJETIVOS	11
1.3.- METODOLOGÍA DE DESARROLLO DEL PROYECTO	13
CAPÍTULO 2: ESTADO DEL ARTE	15
2.1.- MATERIAL RODANTE FERROVIARIO.....	15
2.2.- COMPORTAMIENTO ESTÁTICO.....	29
2.2.1.- RESISTENCIA DE LOS MATERIALES.....	29
2.2.1.1.- COMPORTAMIENTO DE LOS SÓLIDOS DEFORMABLES	31
2.2.1.2.- TEORÍA DE LA ELASTICIDAD LINEAL	33
2.2.2.- FUERZAS ACTUANTES.....	41
2.3.- COMPORTAMIENTO DINÁMICO	42
2.3.1.- ECUACIONES DEL MOVIMIENTO.....	45
2.3.2.- ANÁLISIS DINÁMICO	46
2.3.3.- ANÁLISIS DE LA RODADURA	47
2.3.4.- CIRCULACIÓN EN CURVA.....	52
2.3.4.1.- ANÁLISIS CINEMÁTICO	52
2.3.4.2.- ANÁLISIS DINÁMICO	55
2.3.4.3.- VELOCIDAD MÁXIMA Y CALIDAD DE LA MARCHA.....	58

2.4.- SEGURIDAD FRENTE AL DESCARRILAMIENTO	61
2.4.1.- CRITERIO DE NADAL	63
CAPÍTULO 3: APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA DE ESTUDIO A CASO PARTICULAR.....	68
3.1.- CARACTERÍSTICAS PARTICULARES DEL BOGIE DE ESTUDIO	68
3.1.1.- BOGIE CLÁSICO	68
3.1.2.- VEHÍCULO CON CUATRO EJES CONECTADOS RÍGIDAMENTE	72
3.2.- NORMATIVA VIGENTE EN CUANTO A CONDICIONES DE CARGA	73
3.2.1.- DEFINICIÓN DE LAS CONDICIONES DE CONTORNO	75
3.2.2.- ENSAYOS ESTÁTICOS PARA CARGAS EXCEPCIONALES	76
3.2.2.1.- DEFINICIÓN DE LAS CARGAS	76
3.2.2.2.- REALIZACIÓN DE LOS ENSAYOS	78
3.2.2.3.- RESULTADOS A OBTENER	78
3.2.3.- ENSAYOS ESTÁTICOS PARA SIMULAR LAS PRINCIPALES FUERZAS SUFRIDAS EN SERVICIO.....	79
3.2.3.1.- DEFINICIÓN DE LAS CARGAS	79
3.2.3.2.- REALIZACIÓN DE LOS ENSAYOS	80
3.2.3.3.- RESULTADOS A OBTENER	82
3.3.- NORMATIVA VIGENTE EN CUANTO A SEGURIDAD Y CONFORT	85
3.3.1.- DEFINICIONES	86
3.3.1.1.- PARÁMETROS DE OPERACIÓN.....	86
3.3.1.2.- PARÁMETROS DE LA VÍA.....	86

3.3.1.3.- PARÁMETROS DEL VEHÍCULO.....	86
3.3.1.4.- CONDICIONES DE CARGA	87
3.3.1.5.- INTERACCIÓN ENTRE RUEDA Y CARRIL.....	87
3.3.2.- PROCEDIMIENTO DE ENSAYO	88
3.3.2.1.- MÉTODO A APLICAR.....	89
3.3.3.- CONDICIONES DE ENSAYO	91
3.3.3.1.- ZONAS DE ENSAYO	92
3.3.4.- REGISTRO DE LAS SEÑALES A MEDIR.....	99
3.3.5.- MAGNITUDES DE EVALUACIÓN	99
CAPÍTULO 4: INSTRUMENTACIÓN.....	101
4.1.- GALGAS EXTENSOMÉTRICAS.....	101
4.1.1.- ACERCAMIENTO TEÓRICO	103
4.1.1.1.- CARACTERÍSTICAS FUNDAMENTALES	103
4.1.1.2.- DEFORMACIÓN.....	104
4.1.2.- SELECCIÓN DE LA GALGA	106
4.1.3.- PUNTOS DE MEDIDA Y POSICIONAMIENTO	107
4.1.4.- PROCESO DE INSTALACIÓN	113
4.1.5.- EQUIPO DE MEDIDA.....	116
4.2.- ACELERÓMETROS	119
4.2.1.- CARACTERÍSTICAS FUNDAMENTALES	120
4.2.2.- ALIMENTACIÓN	122
4.2.3.- PUNTOS DE MEDIDA Y POSICIONAMIENTO	123
4.2.4.- PROCESO DE INSTALACIÓN	127
4.2.5.- EQUIPO DE MEDIDA.....	130

CAPÍTULO 5: PRUEBAS EXTENSIOMÉTRICAS ..132

5.1.- REALIZACIÓN DE LOS ENSAYOS	132
5.1.1.- PROTOCOLO DE ENSAYO.....	132
5.1.2.- EJECUCIÓN DE LOS ENSAYOS	138
5.1.2.1.- ENSAYOS SIN SIMULACIÓN DE ALABEO	138
5.1.2.2.- ENSAYOS CON SIMULACIÓN DE ALABEO $\pm 5\%$	143
5.1.2.3.- ENSAYOS CON SIMULACIÓN DE ALABEO $\pm 10\%$	148
5.1.3.- REGISTRO Y ALMACENAMIENTO DE LOS DATOS	150
5.2.- ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS	151
5.2.1.- VALORES DE DEFORMACIÓN ESTÁTICA Y TENSIÓN	151
5.2.2.- COMPARACIÓN CON LA NORMA Y CON EL MODELO TEÓRICO	153
5.2.2.1.- ENSAYOS ESTÁTICOS PARA SIMULAR CARGAS EXCEPCIONALES	153
5.2.2.2.- ENSAYOS ESTÁTICOS PARA SIMULAR LOS PRINCIPALES ESFUERZOS SUFRIDOS EN SERVICIO	159
5.3.- CONCLUSIONES	165
5.3.1.- DEFORMACIÓN ESTÁTICA Y TENSIÓN	165
5.3.2.- SIMULACIÓN DE CARGAS EXCEPCIONALES.....	166
5.3.3.- SIMULACIÓN DE LOS PRINCIPALES ESFUERZOS SUFRIDOS EN SERVICIO	167

CAPÍTULO 6: PRUEBAS DE SEGURIDAD Y CONFORT.....168

6.1.- REALIZACIÓN DE LOS ENSAYOS	168
6.1.1.- CARACTERÍSTICAS DEL VEHÍCULO	169

6.1.2.- CONDICIONES Y MÉTODO DE APLICACIÓN	170
6.1.3.- CIRCULACIONES DEL ENSAYO.....	171
6.1.4.- PROTOCOLO DE ENSAYO.....	172
6.2.- ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS	174
6.2.1.- TOMA DE DATOS Y EVALUACIÓN.....	174
6.2.2.- ANÁLISIS PREVIO DE LAS SEÑALES	177
6.2.3.- METODOLOGÍA DE ANÁLISIS	183
6.2.4.- CASOS DE SEGURIDAD.....	189
6.2.4.1.- ACELERACIÓN LATERAL EN BASTIDOR DEL BOGIE ...	189
6.2.4.2.- ACELERACIÓN LATERAL EN LA CAJA	196
6.2.5.- CASOS DE CONFORT	205
6.2.5.1.- ACELERACIÓN LATERAL EN LA CAJA	205
6.2.5.2.- ACELERACIÓN VERTICAL EN LA CAJA	207
6.2.5.3.- VALOR CUADRÁTICO MEDIO DE LA ACELERACIÓN LATERAL EN LA CAJA.....	209
6.2.5.4.- VALOR CUADRÁTICO MEDIO DE LA ACELERACIÓN VERTICAL EN LA CAJA.....	210
6.2.5.5.- ACELERACIÓN LATERAL QUASI-ESTÁTICA EN LA CAJA	212
6.3.- CONCLUSIONES	217
6.3.1.- COMPARACIÓN ENTRE BOGIES ANTIGUOS Y NUEVOS .	218
6.3.1.1.- SEGURIDAD	219
6.3.1.2.- CONFORT	220
CAPÍTULO 7: PLANIFICACIÓN Y PRESUPUESTO	222

7.1.- PLANIFICACIÓN DEL PROYECTO	222
7.2.- PRESUPUESTO.....	228
7.2.1.- COSTES DE INGENIERÍA	228
7.2.2.- COSTES DE MATERIAL.....	230
7.2.3.- COSTE TOTAL DEL PROYECTO	233
CAPÍTULO 8: CONCLUSIONES.....	234
CAPÍTULO 9: BIBLIOGRAFÍA.....	238

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN

1.1.- MARCO DE REFERENCIA

1.1.1.- ENTORNO DE TRABAJO

Este Proyecto Fin de Carrera ha sido realizado en el marco de una beca de colaboración docente de 7 meses en el Centro de Investigación de Tecnologías Ferroviarias (CITEF).

CITEF nació en 1998 con el objeto de incrementar el desarrollo en proyectos nacionales e internacionales y la formación de ingenieros industriales en el mundo del ferrocarril.

El marco de este proyecto es la línea del CITEF del desarrollo de una metodología de estudio y análisis de las capacidades de carga y comportamiento frente a seguridad y calidad de la marcha de material rodante ferroviario, y la aplicación particular en este caso a un bogie clásico de un vehículo destinado al transporte de viajeros.

1.1.2. MATERIAL RODANTE FERROVIARIO – BOGIE

El transporte ferroviario posee la particularidad de tener un sistema de rodadura guiada que por medio del perfil de la rueda garantiza el seguimiento del trazado.

La rueda del ferrocarril puede ser monobloque o elástica, montada sobre un anillo de goma. Las ruedas se fijan rígidamente por parejas, calándose sobre un eje para formar un eje montado.

Normalmente, los ejes montados se montan por parejas en un bogie, a través del que se transmite el peso de la caja del vehículo a los carriles.

Un bogie consta de una plataforma, dos o tres ejes y de las correspondientes ruedas, unida al vehículo mediante un pivote vertical que permite que gire hacia ambos lados en las curvas.

Generalmente se utilizan dos bogies para cada coche o vagón, uno en cada extremo. Los trenes de alta velocidad con vagones cortos van provistos de bogies situados en los extremos opuestos de dos vagones contiguos.

Dentro del transporte por ferrocarril se llaman material móvil y material rodante a todos los tipos de vehículos dotados de ruedas capaces de circular sobre una vía férrea, considerándolos como vehículo aislado.

Una composición ferroviaria se denomina formación y, fuera del ámbito ferroviario, tren, y consiste en uno o más vehículos que enganchados entre sí forman un tren.

En el ámbito ferroviario, la palabra tren se aplica a una composición formada por un personal de conducción, una hoja de ruta con un itinerario y sus horarios, y una consigna para circular por una determinada línea, al amparo de instalaciones de seguridad en la circulación, bajo prescripción del reglamento general de circulación vigente en la administración correspondiente.

El material remolcado es aquel material que no tiene capacidad tractora pero sí puede llevar carga comercial. Se suele dividir por el tipo transporte para el que está destinado:

- Coches de pasajeros. Son los vehículos remolcados destinados al transporte de viajeros en trenes de viajeros. El nombre específico de este tipo de material es coche, aunque en el habla cotidiana resulte extraño.
- Furgones. Son los vehículos que circulan en trenes de viajeros transportando mercancía o personal que desempeña su servicio en ellos, pero al que no tienen acceso los viajeros.
- Vagones. Son los vehículos remolcados que transportan mercancía en trenes de mercancía; se suelen clasificar por el tipo de mercancía que pueden transportar. Ejemplos son la góndola, la tolva, los teleros o las plataformas.

En la actualidad, los coches de pasajeros suelen estar dotados de dos unidades de bogies, una en cada extremo, de bastidor orientable, para poder absorber los movimientos de lazo y las fuerzas externas que aparecen en la circulación en curva.

Sin embargo, en el caso de los bogies clásicos, como es el caso de aplicación de este proyecto, se trata de bastidores rígidos, que cumplen con las especificaciones necesarias para bajas velocidades de circulación.

1.2.- ALCANCE Y OBJETIVOS

1.2.1.- ALCANCE

Este proyecto analizará el comportamiento de un material rodante ferroviario, un bogie de diseño clásico de dos ejes para transporte de viajeros, que circule en ancho de vía métrico y con una velocidad de circulación baja.

El análisis comprenderá tanto el comportamiento estático como el dinámico del bogie, de modo que quede asegurada la adecuación a unos límites establecidos de cara a las condiciones de carga a las que estará sometido, la seguridad frente al descarrilamiento y el comportamiento en marcha.

Para ello se propondrán una serie de ensayos a realizar que simulen las condiciones necesarias de funcionamiento, de modo que los resultados permitan determinar con seguridad si el bogie cumple con la normativa vigente en este campo.

Como marco de referencia se dispone de las normas UIC correspondientes a cada uno de los ámbitos de estudio. Para el caso de comportamiento estático, la referencia es la norma UIC 515-4, mientras que para el caso del comportamiento dinámico se trata de la norma UIC 518.

Conviene señalar que la normativa UIC 518 hace mención solamente a ancho de vía internacional, de modo que los valores serán tan sólo una referencia para el caso de ancho de vía métrico. Se encuentra este estudio, por tanto, en un vacío normativo, y las conclusiones deben tomarse teniendo en cuenta que los valores límite son estimativos y no mandatorios.

1.2.2.- OBJETIVOS

Los objetivos de este proyecto son fundamentalmente dos, que se corresponden con las condiciones de comportamiento estático y comportamiento dinámico del bogie.

1.2.2.1.- CONDICIONES DE CARGA

El primero de ellos es el estudio de las condiciones de carga a las que está sometido un bogie de dos ejes de un vehículo ferroviario destinado al transporte de viajeros.

Para ello se ha de realizar un análisis de los requisitos de la normativa relacionada, una especificación del protocolo de ensayo a seguir y una ejecución y análisis de los resultados obtenidos.

La normativa que define los ensayos a realizar está plasmada en la ficha técnica UIC 515-4 de la Unión Internacional del Ferrocarril.

Además, se ha realizado un modelo teórico del bogie por el Método de Elementos Finitos, de modo que se contrasten los valores obtenidos en los ensayos con los esperados y poder validar el modelo para simular diferentes estados de carga.

1.2.2.2.- SEGURIDAD Y CONFORT

El segundo objetivo es el estudio del comportamiento dinámico y de la seguridad frente al descarrilamiento para un vehículo ferroviario de pasajeros equipado con el bogie en cuestión.

Para ello la metodología de estudio es similar a la anterior, es decir, se realizará un análisis de los requisitos de la normativa relacionada, una

especificación del protocolo de ensayo a seguir y una ejecución y análisis de los resultados obtenidos.

La normativa que define los ensayos a realizar está plasmada en la ficha técnica UIC 518 de la Unión Internacional del Ferrocarril, aunque también se han consultado la normativa europea UNE-ENV 12299 y la normativa internacional ISO 2631-1.

Para contrastar los resultados de los ensayos con la norma, se ha generado un programa informático con la herramienta Matlab que analice los datos obtenidos directamente de los ensayos y los compare con los criterios y valores límites establecidos.

1.3.- METODOLOGÍA DE DESARROLLO DEL PROYECTO

A fin de conseguir el objeto marcado por el proyecto, la estructura que se aporta como ejecución del proyecto puede dividirse en las siguientes etapas:

- Estudio de los tipos de material rodante ferroviario, sus características y los elementos que lo componen. Especialmente lo relativo al bogie, los ejes y la suspensión.
- Modelado por el Método de Elementos Finitos del bogie para el cálculo de las tensiones teóricas en diferentes estados de carga.
- Diseño y redacción del protocolo de ensayo a realizar para los ensayos estáticos de condiciones de carga conforme a la norma UIC 515-4.
- Selección de la instrumentación necesaria, posicionamiento de las galgas extensiométricas en el bogie y conexión con el equipo de medida.
- Ejecución de los ensayos y análisis de los resultados según los criterios establecidos por la normativa.
- Estudio de la dinámica ferroviaria y la circulación en curva, así como de las modelizaciones posibles de un bogie, en cuanto a uniones rígidas o elásticas de los ejes con el bastidor del bogie, y los elementos de la vía que intervienen en su comportamiento dinámico.

- Diseño y redacción del protocolo de ensayo a realizar para los ensayos dinámicos, de cara a la seguridad frente al descarrilamiento y el confort, conforme a la norma UIC 518.
- Selección de la instrumentación necesaria, posicionamiento de los acelerómetros en el bogie y en la caja del vehículo, y conexión con el equipo de medida.
- Ejecución de los ensayos y análisis de los resultados según los criterios establecidos por la normativa a través de un programa informático desarrollado en Matlab.
- Presupuesto y planificación para el desarrollo del proyecto.

CAPÍTULO 2: ESTADO DEL ARTE

En el presente capítulo se van a exponer los conceptos relativos al comportamiento estático y dinámico del material rodante ferroviario, comenzando por una visión general de los elementos que lo componen, desde las ruedas hasta los bogies, y pasando por la Teoría de la Elasticidad de los materiales, para acabar enunciando las relaciones que determinan el comportamiento dinámico y la circulación en curva.

2.1.- MATERIAL RODANTE FERROVIARIO

El elemento más básico que compone al material rodante ferroviario es la rueda. La rueda del ferrocarril puede ser monobloque o elástica, montada sobre un anillo de goma.

La rueda de ferrocarril monobloque [11] está constituida por un sólido de revolución alrededor de un eje horizontal, que está compuesto por una llanta, un cubo y un disco, que presentan sobre la llanta un plano medio teórico que pasa por el punto de contacto rueda-raíl y que es perpendicular a este eje horizontal.

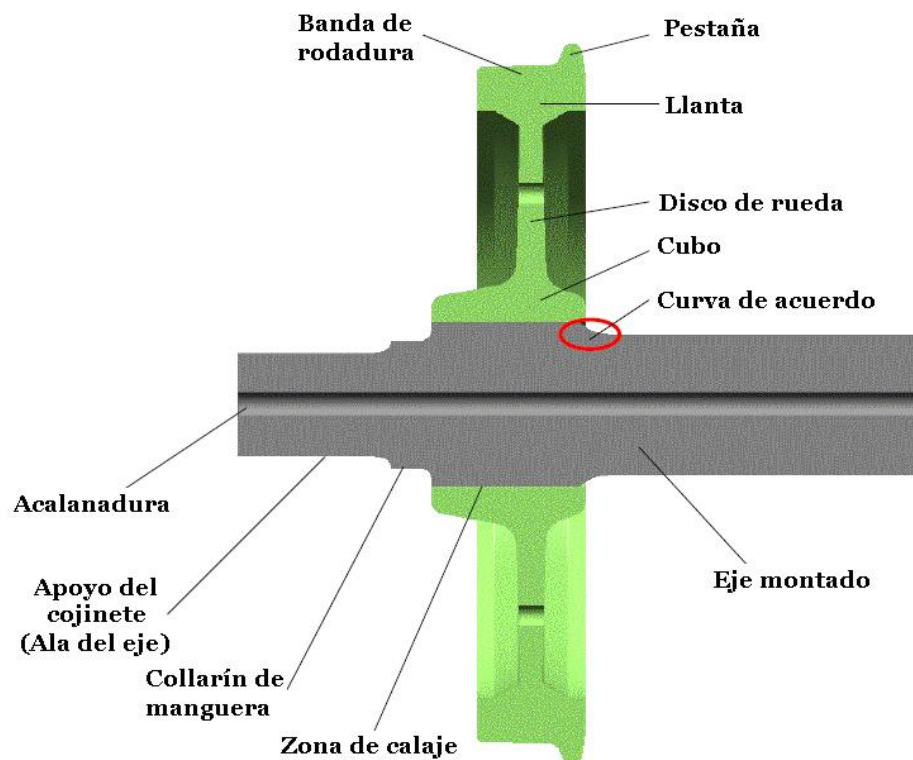


Figura 2.1 - Rueda monobloque [14]

El disco, entre la unión con la llanta y la unión con el cubo, presenta una primera, una segunda y una tercera curvatura con un doble punto de inflexión, caracterizada porque el plano de la cara exterior de la llanta es aproximadamente tangencial a la superficie externa de la segunda curvatura del disco, y porque las uniones del disco con la llanta y con el cubo se encuentran desplazadas del plano medio teórico de contacto rueda-raíl.

La rueda elástica [11] consiste en una rueda de ferrocarril de partes múltiples, con resorte de goma, o con anillos de goma de una o de varias partes dispuestas entre la llanta de la rueda y el cuerpo de la rueda en forma de disco.

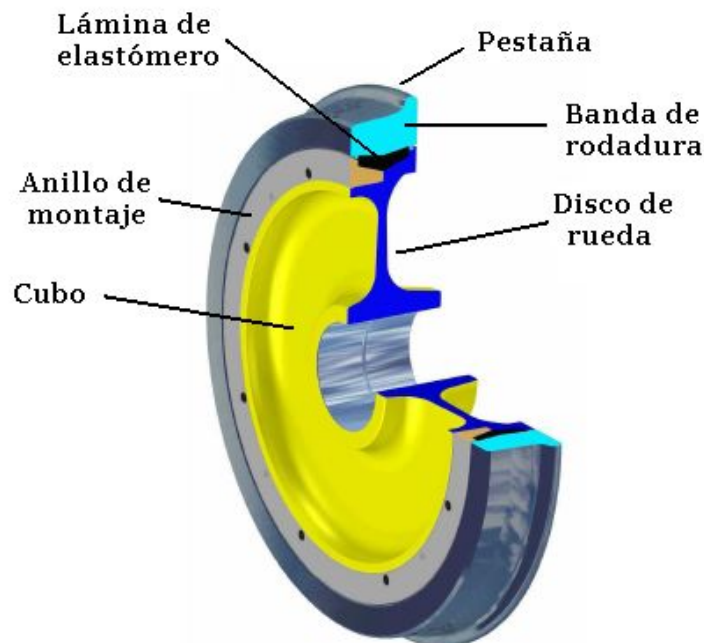


Figura 2.2 - Rueda elástica, corte a 1/4 [14]

La llanta con la banda de rodadura está elaborada a base de acero forjado o laminado. El cuerpo y el cubo de la rueda se componen de una aleación de aluminio, material compuesto de aluminio, otra aleación metálica u otro material compuesto, por ejemplo, de fibra de carbono.

En la llanta se han previsto vaciados y en el cuerpo de la rueda se dispone de unas ciertas ranuras para la introducción de los anillos de goma entre los componentes y el cuerpo. Los anillos de goma se sujetan por medio de un anillo de sujeción en forma de cuña entre el cuerpo y la rueda de disco y la llanta, y se disponen fijos de forma desmontable a través de tornillos de sujeción distribuidos por todo el perímetro.

Las ruedas del ferrocarril, a su vez, se fijan rígidamente por parejas, calándose sobre un eje para formar un eje montado.

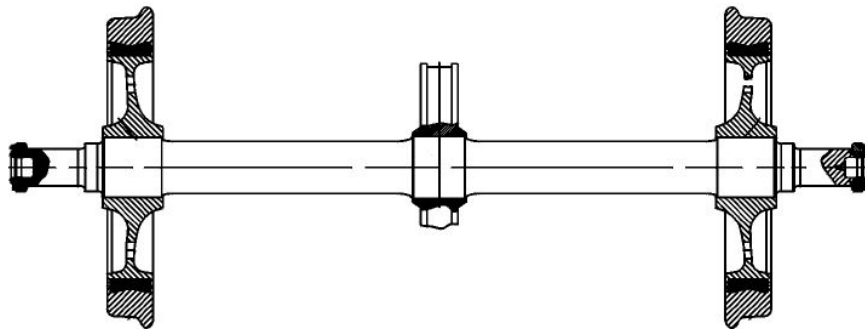


Figura 2.3 - Eje montado en sección transversal [12]

Las ruedas se apoyan sobre los carriles sin ningún tipo de guiado externo, salvo el debido a la forma de la banda de rodadura de la rueda en relación con la cabeza del carril.

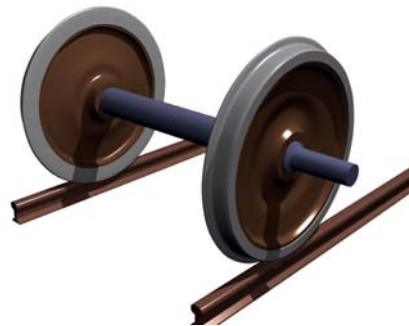


Figura 2.4 - Eje montado sobre los carriles

El transporte ferroviario posee la particularidad de tener un sistema de rodadura guiada que por medio del perfil de la rueda garantiza el seguimiento del trazado.

Las pestañas no deberían tocar los carriles, tan sólo son un último recurso para prevenir que las ruedas lleguen a descarrilar.

El perfil de rodadura de la rueda es cónico.

El grado de conicidad depende de la administración ferroviaria:

- En Reino Unido y España:
 $1 / 20$
- En Francia y Alemania:
 $1 / 40$
- En Suecia: $1 / 30$

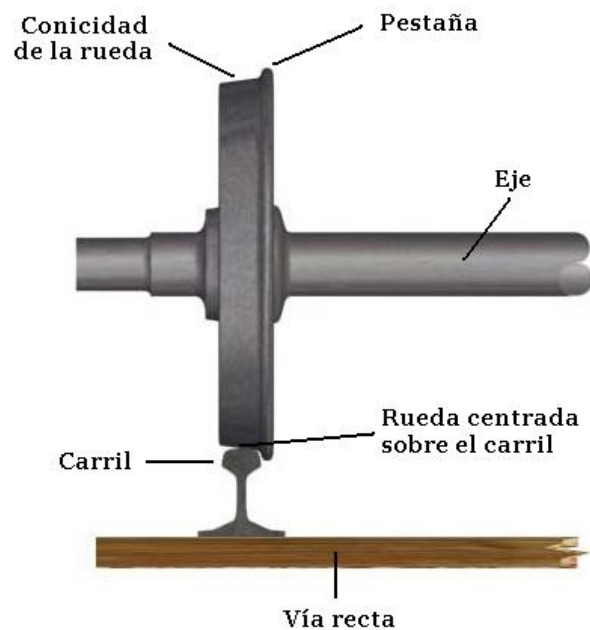


Figura 2.5 - Rueda sobre el carril

En vía curva, la rueda exterior debe recorrer una distancia mayor a la rueda interior. Para compensarlo, el eje montado se desplaza lateralmente, empleando el mayor radio de rodadura de la zona interna de la rueda sobre el carril exterior de la curva [13].

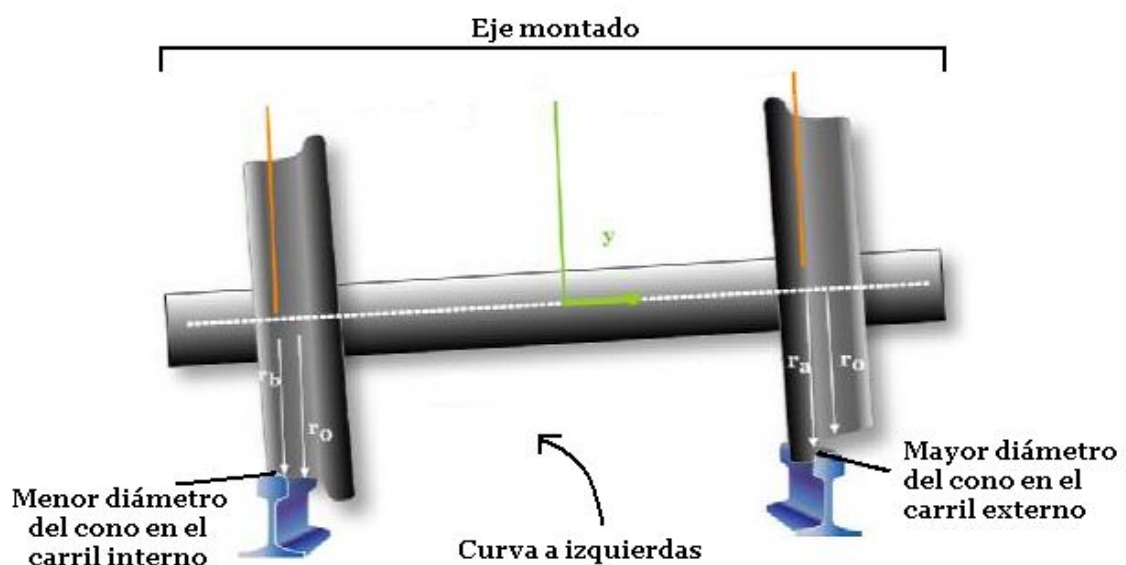


Figura 2.6 - Guiado de las ruedas

En la curva, la fuerza centrífuga desplaza al coche lateralmente de manera que una de las pestañas se aproxima al carril haciendo desaparecer el juego de la vía. Esto puede provocar desgastes importantes y, en casos extremos, el descarrilamiento del tren.

Para evitar esta situación, se intenta que la circulación de los vehículos en las curvas sea parecida a cuando lo hacen por trazado recto y para ello, se recurre al peralte. Esto consiste en elevar el carril exterior a la curva una altura tal que haga desaparecer cuanto sea posible el desplazamiento originado por la fuerza centrífuga.

Se denomina movimiento de lazo [13] al movimiento característico de autoguiado del eje montado, cuando se desvía lateralmente ante cualquier esfuerzo lateral o irregularidad de vía.

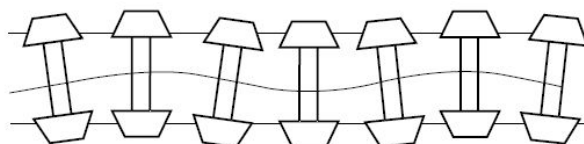


Figura 2.7 - Movimiento de lazo [15]

Normalmente, los ejes montados se montan por parejas en un bogie, a través del que se transmite el peso de la caja del vehículo a los carriles. Generalmente se utilizan dos bogies para cada coche o vagón [12].



Figura 2.8 - Vehículo de viajeros con bogie

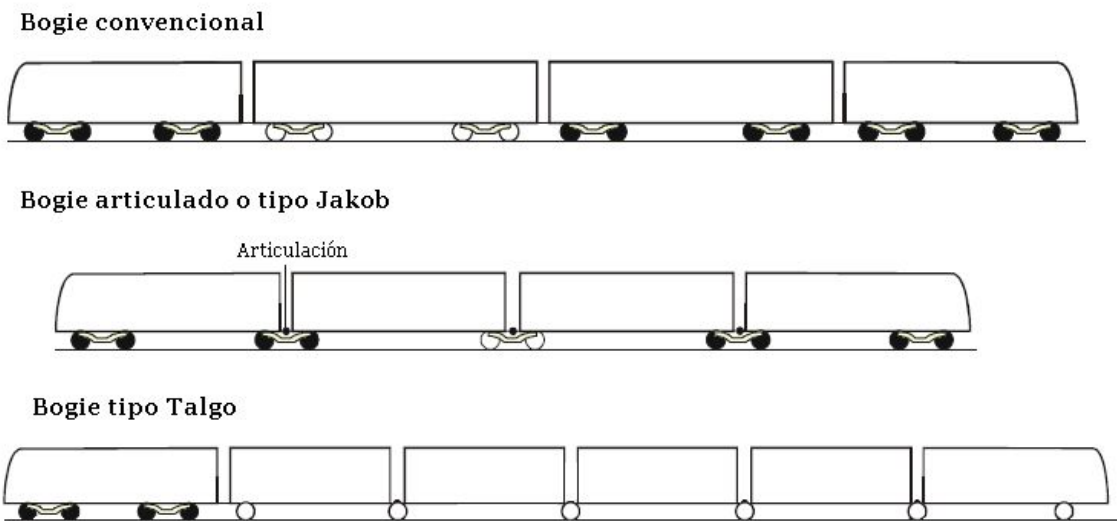


Figura 2.9 - Tipos de bogies [12]

La utilización de los bogies proviene de la necesidad de compatibilizar la distribución del peso del vehículo en más de dos ejes con el paso del vehículo por las curvas sin que se generen esfuerzos excesivos.

Una distribución equidistante de ejes a lo largo del vehículo exigiría un desplazamiento lateral relativo entre los ejes y el vehículo muy elevado, lo que conllevaría:

- soluciones constructivas complejas,
- esfuerzos rueda – carril muy elevados y
- elevados ángulos de ataque rueda/carril,

pudiendo derivar en un incremento del riesgo de descarrilamiento.

El montaje de los ejes en bogies resuelve estos problemas, dando lugar a:

- pequeños ángulos de ataque de las ruedas contra la vía,
- ausencia de unión directa entre ejes y vehículo y
- ausencia de generación de esfuerzos por desplazamientos relativos entre ellos.

A cambio, esta solución requiere la utilización de:

- una suspensión primaria para conectar los ejes con el bastidor del bogie y
- una suspensión secundaria para conectar dicho bastidor a la caja.

En el caso de un bastidor rígido el eje montado delantero hace girar al bogie al entrar en la curva a medida que él mismo es guiado por los carriles.

Sin embargo, existe un grado de deslizamiento y se requiere mucha fuerza para permitir el cambio de dirección, ya que el bogie está soportando aproximadamente la mitad del peso del vehículo.

El bogie también guía al vehículo en la curva, oponiéndose a su tendencia natural a seguir una trayectoria recta.

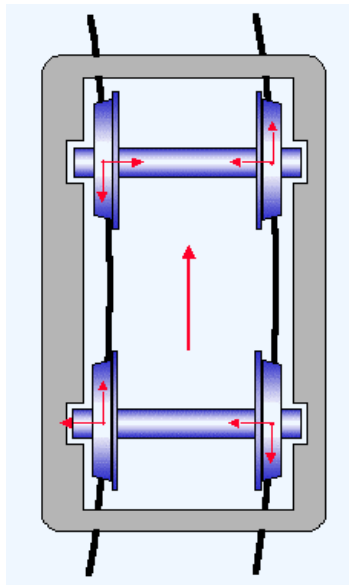


Figura 2.10 - Bogie rígido en curva

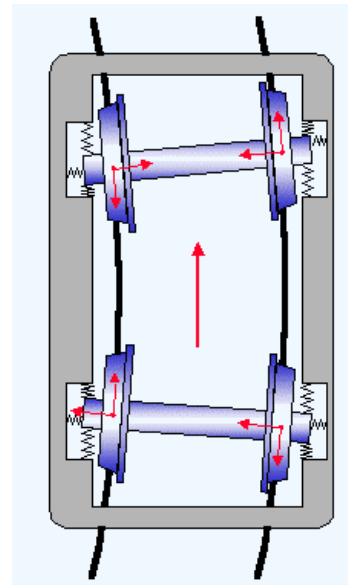


Figura 2.11 - Bogie orientable en curva

Para solventar algunos de los problemas mecánicos de los ejes montados rígidos colocados en un bogie con bastidor también rígido, los diseños recientes permiten el movimiento radial del eje montado mediante la incorporación de elementos elásticos, que dan lugar a bogies orientables.

En este caso, el eje montado está como flotando dentro de un bastidor de bogie rígido [13]. Las fuerzas que desgastan las bandas de rodadura y las pestañas se ven reducidas de igual modo que lo son las tensiones del propio bastidor.

Existen algunos diseños en los que el bastidor no es rígido y el guiado se realiza a través de enlaces mecánicos entre los ejes montados delantero y trasero.

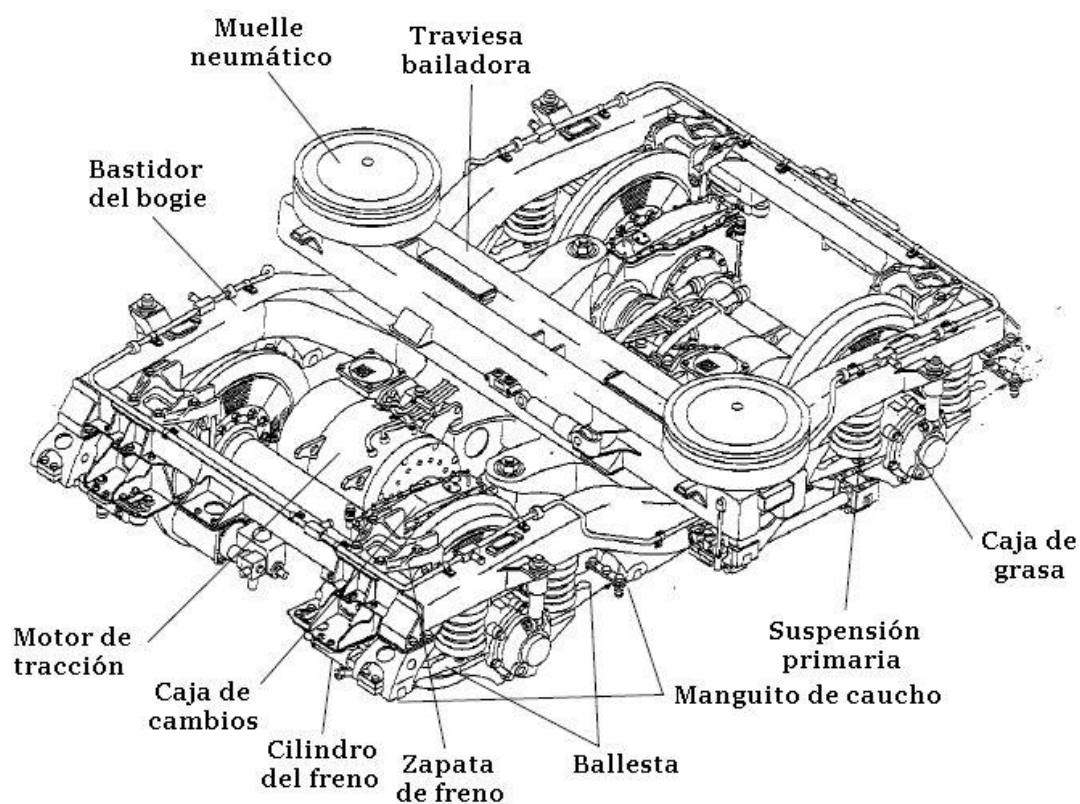


Figura 2.12 – Componentes de un bogie motor

En el caso del bogie de un vehículo remolcado el eje va montado directamente calado en las ruedas.

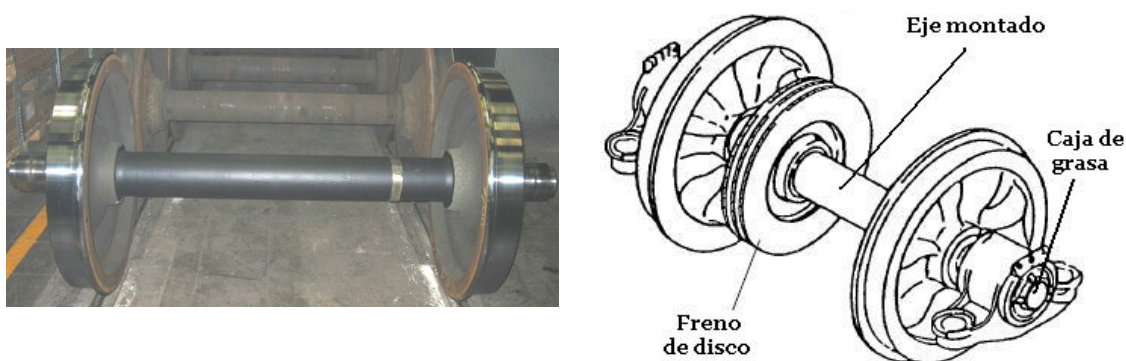


Figura 2.13 - Eje montado en vehículo remolcado

Las partes que conforman un bogie remolcado son:

- El bastidor del bogie, que constituye la estructura portante del bogie.

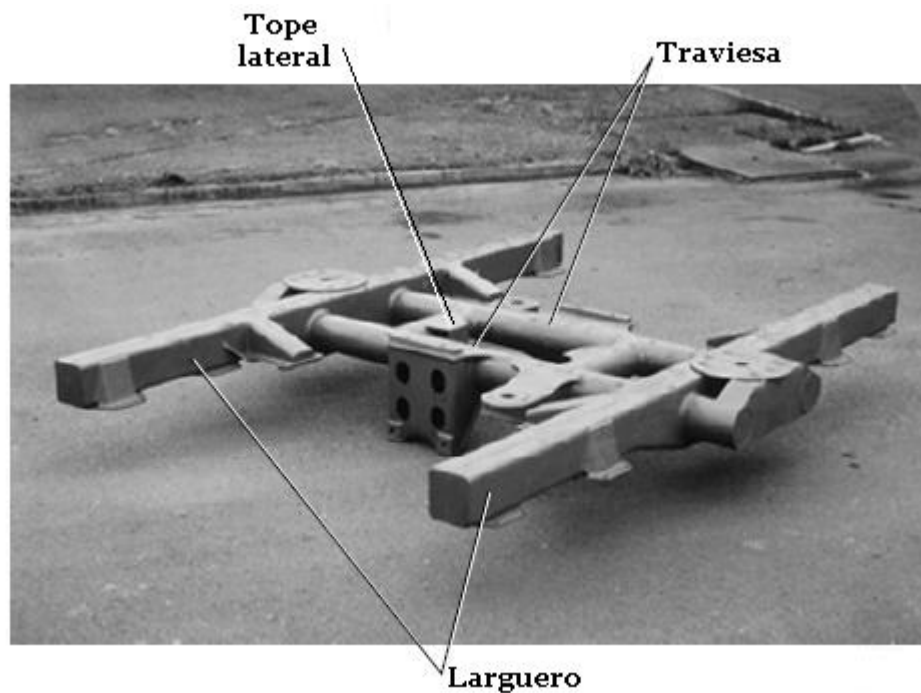


Figura 2.14 - Bastidor de bogie remolcado

- Las cajas de grasa, que están formadas por un cuerpo de forma circular que aloja en su interior los rodamientos, del que salen dos brazos laterales y sobre los que se apoyan los resortes de la suspensión primaria, para proveer la unión entre el eje y el bogie.

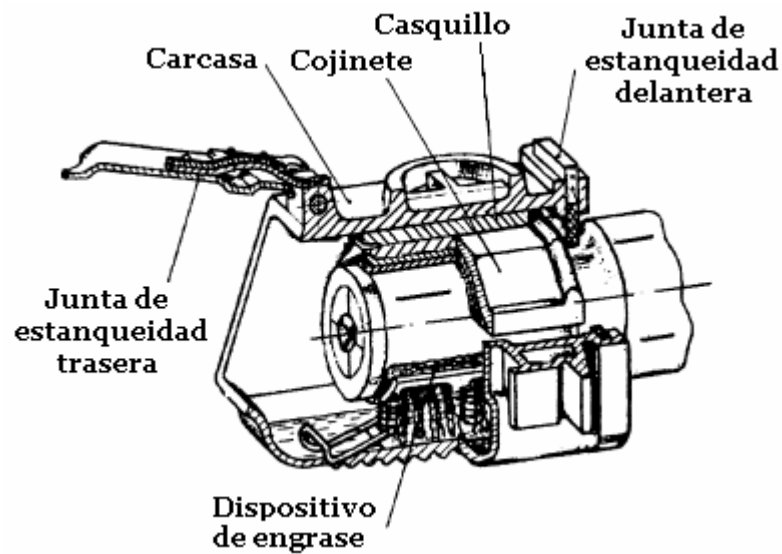


Figura 2.15 - Caja de grasa

- Suspensión secundaria: biela de arrastre y cojín neumático. En la mayoría de los casos, las uniones de la biela son mediante flexibloc.
- Travesía bailadora o flotante.

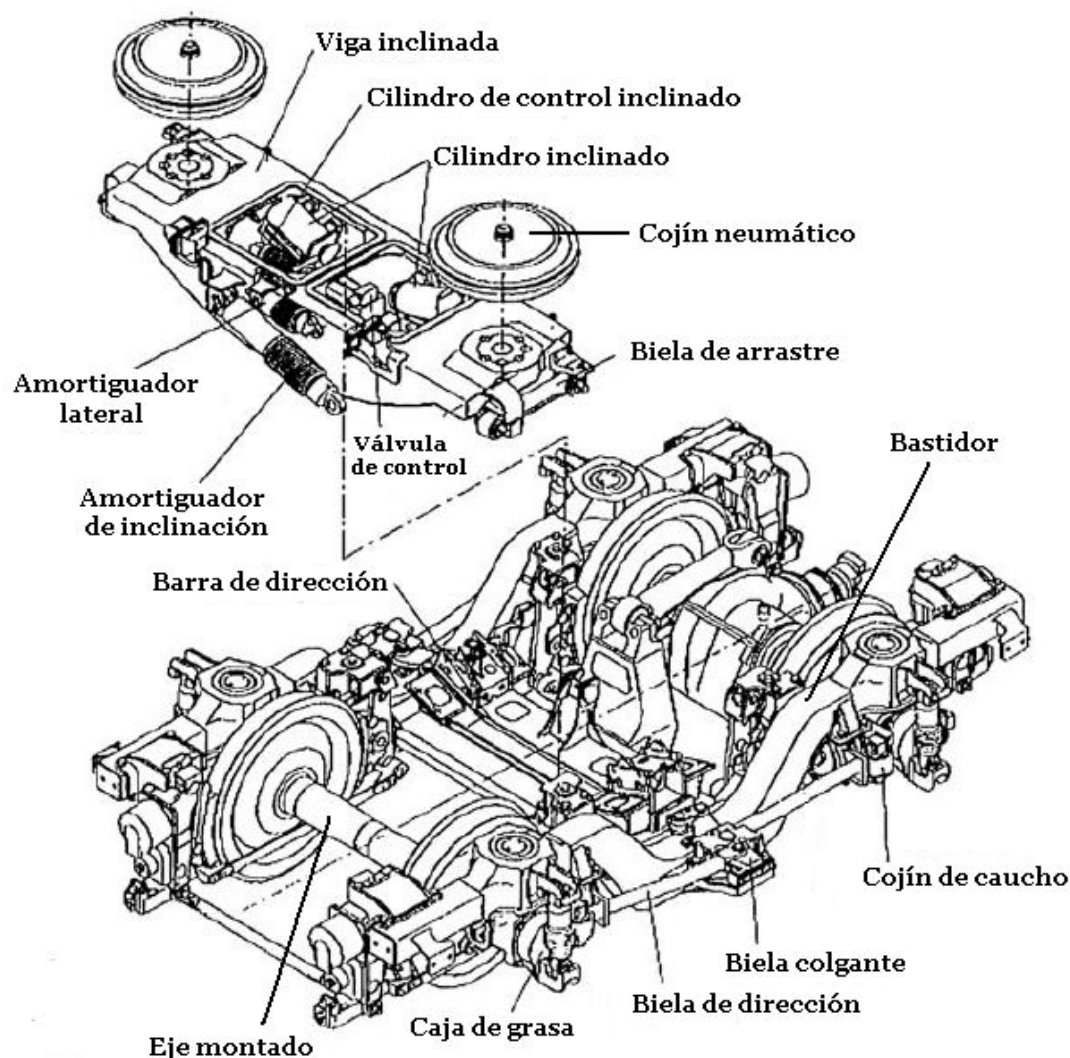


Figura 2.16 - Componentes de un bogie remolcado

El lugar donde se transportan los viajeros o las mercancías es la caja. El conjunto formado por la caja con sus correspondientes bogies y/o ejes recibe el nombre de coche en el caso de vehículos de viajeros y de vagón en el caso de transporte de mercancías.

La mayoría de los coches están provistos de bogies, aunque existen algunas excepciones, como los coches TALGO, que presentan ruedas independientes en la zona de unión entre dos cajas contiguas.

Los vagones de mercancías también suelen ir provistos de bogies, aunque es más frecuente encontrar la caja montada directamente sobre los ejes para facilitar las operaciones de mantenimiento.

2.2.- COMPORTAMIENTO ESTÁTICO

2.2.1.- RESISTENCIA DE LOS MATERIALES

La teoría de los sólidos deformables requiere generalmente trabajar con tensiones y deformaciones [7]. Estas magnitudes vienen dadas por campos tensoriales definidos sobre dominios tridimensionales que satisfacen unas ciertas ecuaciones diferenciales.

Sin embargo, para ciertas geometrías aproximadamente unidimensionales (vigas, pilares, celosías, arcos, etc.) o bidimensionales (placas y láminas, membranas, etc.) el estudio puede simplificarse y se pueden analizar mediante el cálculo de esfuerzos internos definidos sobre una línea o una superficie en lugar de tensiones definidas sobre un dominio tridimensional. Además las deformaciones pueden determinarse con los esfuerzos internos a través de una hipótesis cinemática.

En resumen, para esas geometrías todo el estudio puede reducirse al estudio de magnitudes alternativas a deformaciones y tensiones.

Una aplicación típica de la mecánica de sólidos deformables es determinar a partir de una cierta geometría original del sólido y unas fuerzas aplicadas sobre el mismo, si el cuerpo cumple ciertos requisitos de resistencia y rigidez. Para resolver ese problema, en general es necesario determinar el campo de tensiones y el campo de deformaciones del sólido.

El esquema teórico de un análisis de resistencia de materiales comprende:

- Hipótesis cinemática, que establece cómo serán las deformaciones o el campo de desplazamientos para un determinado tipo de elementos bajo cierto tipo de solicitudes. Para piezas prismáticas las hipótesis más comunes son la hipótesis de Bernoulli-Navier para la flexión y la hipótesis de Saint-Venant para la torsión.
- Ecuación constitutiva, que establece una relación entre las deformaciones o desplazamientos deducibles de la hipótesis cinemática y las tensiones asociadas. Estas ecuaciones son siempre casos particulares de las ecuaciones de Lamé-Hooke.
- Ecuaciones de equivalencia, que son ecuaciones en forma de integral que relacionan las tensiones con los esfuerzos internos.
- Ecuaciones de equilibrio que relacionan los esfuerzos internos con las fuerzas exteriores.

En las aplicaciones prácticas se construye un esquema ideal de cálculo formado por elementos unidimensionales o bidimensionales, y se aplican las fórmulas preestablecidas en base al tipo de sollicitación que presentan los elementos. Esas fórmulas preestablecidas que no necesitan ser deducidas para cada caso, se basan en el esquema de cuatro puntos anterior.

Más concretamente, la resolución práctica de un problema de resistencia de materiales sigue los siguientes pasos:

- Cálculo de esfuerzos. Se plantean las ecuaciones de equilibrio y ecuaciones de compatibilidad que sean necesarias para encontrar los esfuerzos internos en función de las fuerzas aplicadas.
- Análisis de resistencia. Se calculan las tensiones a partir de los esfuerzos internos. La relación entre tensiones y deformaciones

depende del tipo de sollicitación y de la hipótesis cinemática asociada: flexión de Bernouilli, flexión de Timoshenko, tracción, pandeo, torsión de Coulomb, teoría de Collignon para tensiones cortantes, etc.

- Análisis de rigidez. Se calculan los desplazamientos máximos a partir de las fuerzas aplicadas o los esfuerzos internos. Para ello puede recurrirse directamente a la forma de la hipótesis cinemática o bien a la ecuación de la curva elástica, las fórmulas vectoriales de Navier-Bresse o los teoremas de Castigliano.

2.2.1.1.- COMPORTAMIENTO DE LOS SÓLIDOS DEFORMABLES

Los sólidos deformables difieren unos de otros en su ecuación constitutiva. Según sea la ecuación constitutiva que relaciona las magnitudes mecánicas y termodinámicas relevantes del sólido, el comportamiento de los sólidos deformables puede clasificarse en elástico, plástico o viscoso [7].

El comportamiento elástico se da cuando un sólido se deforma adquiriendo mayor energía potencial elástica y, por tanto, aumentando su energía interna sin que se produzcan transformaciones termodinámicas irreversibles. La característica más importante del comportamiento elástico es que es reversible, es decir, si se suprimen las fuerzas que provocan la deformación el sólido vuelve al estado inicial de antes de aplicación de las cargas.

Dentro del comportamiento elástico hay varios subtipos:

- Elástico lineal isótropo, como el de la mayoría de metales no deformados en frío bajo pequeñas deformaciones.

- Elástico lineal no-isótropo, la madera es material ortotrópico que es un caso particular de no-isotropía.
- Elástico no-lineal que, a su vez, tiene subtipos:
 - Comportamiento plástico. Aquí existe irreversibilidad, de modo que aunque se retiren las fuerzas bajo las cuales se produjeron deformaciones elásticas, el sólido no vuelve exactamente al estado termodinámico y de deformación que tenía antes de la aplicación de las mismas. A su vez se puede subdividir en:
 - Plástico puro, cuando el material "fluye" libremente a partir de un cierto valor de tensión.
 - Plástico con endurecimiento, cuando para que el material acumule deformación plástica es necesario ir aumentando la tensión.
 - Plástico con ablandamiento.
 - Comportamiento viscoso que se produce cuando la velocidad de deformación entra en la ecuación constitutiva. Típicamente, para deformar con mayor velocidad de deformación es necesario aplicar más tensión que para obtener la misma deformación con menor velocidad de deformación pero aplicada durante un periodo mayor de tiempo. Aquí se pueden distinguir los siguientes modelos:
 - Visco-elástico
 - Visco-plástico

En principio, un sólido de un material dado es susceptible de presentar varios de estos comportamientos según sea el rango de tensión y deformación que predomine. El que se produzca uno u otro comportamiento

dependerá de la forma concreta de la ecuación constitutiva que relaciona parámetros mecánicos importantes como la tensión, la deformación, la velocidad de deformación y la deformación plástica, junto con parámetros como las constantes elásticas, la viscosidad y parámetros termodinámicos como la temperatura o la entropía.

2.2.1.2.- TEORÍA DE LA ELASTICIDAD LINEAL

La elasticidad es estudiada por la Teoría de la Elasticidad, que a su vez es parte de la Mecánica de Sólidos Deformables [7]. En ella se describe cómo un sólido se mueve y deforma como respuesta a fuerzas exteriores, en el caso concreto de sólidos en los que las deformaciones son termodinámicamente reversibles.

La propiedad elástica de los materiales está relacionada, como se ha mencionado, con la capacidad de un sólido de sufrir transformaciones termodinámicas reversibles.

Cuando sobre un sólido deformable actúan fuerzas exteriores y éste se deforma se produce un trabajo de estas fuerzas que se almacena en el cuerpo en forma de energía potencial elástica y, por tanto, se producirá un aumento de la energía interna. El sólido se comportará elásticamente si este incremento de energía puede realizarse de forma reversible, en este caso se dice que el sólido es elástico.

Un caso particular de sólido elástico se presenta cuando las tensiones y las deformaciones están relacionadas linealmente, mediante la siguiente ecuación constitutiva:

$$\sigma_{ij} = \sum_{k,l} C_{ijkl} \varepsilon_{kl} \quad (2.2.1.2.1)$$

Cuando eso sucede se dice que se trata de un sólido elástico lineal.

La Teoría de la Elasticidad Lineal es el estudio de sólidos elásticos lineales sometidos a pequeñas deformaciones de tal manera que además los desplazamientos y deformaciones sean "lineales", es decir, que las componentes del campo de desplazamientos u sean muy aproximadamente una combinación lineal de las componentes del tensor deformación del sólido. En general un sólido elástico lineal sometido a grandes desplazamientos no cumplirá esta condición.

Por tanto la Teoría de la Elasticidad Lineal sólo es aplicable a:

- Sólidos elásticos lineales, en los que tensiones y deformaciones estén relacionadas linealmente (linealidad material).
- Deformaciones pequeñas, en ese caso puede que las deformaciones y los desplazamientos estén relacionados linealmente. Puede utilizarse el tensor deformación lineal de Green-Lagrange para representar el estado de deformación de un sólido (linealidad geométrica).

Debido a los pequeños desplazamientos y deformaciones a los que son sometidos los cuerpos, se usan las siguientes simplificaciones y aproximaciones para sistemas estables:

- Las tensiones se relacionan con las superficies no deformadas.
- Las condiciones de equilibrio se presentan para el sistema no deformado.

Para determinar la estabilidad de un sistema hay presentar las condiciones de equilibrio para el sistema deformado.

La tensión en un punto se define como el límite de la fuerza aplicada sobre una pequeña región, sobre un plano π que contenga al punto dividida entre el área de la región, es decir, la tensión es la fuerza aplicada por

unidad de superficie y depende del punto elegido, del estado tensional del sólido y de la orientación del plano escogido para calcular el límite.

Puede probarse que la normal al plano escogido n_π y la tensión t_π en un punto están relacionadas por: $t_\pi = T(n_\pi)$.

Donde T es el llamado tensor tensión, también llamado tensor de tensiones, que fijada una base vectorial ortogonal viene representado por una matriz simétrica 3x3:

$$T = \begin{pmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{pmatrix} \quad (2.2.1.2.2)$$

Dada una región en forma de ortoedro con caras paralelas a los ejes coordenados situado en el interior un sólido elástico tensionado las componentes σ_x , σ_y y σ_z dan cuenta de cambios de longitud en las tres direcciones, pero que no distorsionan los ángulos del ortoedro, mientras que las componentes τ_{xy} , τ_{yz} y τ_{zx} están relacionadas con la distorsión angular que convertiría el ortoedro en un paralelepípedo.

En la Teoría Lineal de la Elasticidad, dada la pequeñez de las deformaciones, es una condición necesaria para poder asegurar que existe una relación lineal entre los desplazamientos y la deformación. Bajo esas condiciones la deformación puede representarse adecuadamente mediante el tensor deformación infinitesimal que viene dada por:

$$\epsilon_{\mathbf{lk}} = \begin{pmatrix} \epsilon_{xx} & \epsilon_{xy} & \epsilon_{xz} \\ \epsilon_{yx} & \epsilon_{yy} & \epsilon_{yz} \\ \epsilon_{zx} & \epsilon_{zy} & \epsilon_{zz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \epsilon_{xx} & \frac{1}{2}\gamma_{xy} & \frac{1}{2}\gamma_{xz} \\ \frac{1}{2}\gamma_{yx} & \epsilon_{yy} & \frac{1}{2}\gamma_{yz} \\ \frac{1}{2}\gamma_{zx} & \frac{1}{2}\gamma_{zy} & \epsilon_{zz} \end{pmatrix} \quad (2.2.1.2.3)$$

Los componentes de la diagonal principal contienen los alargamientos (dilataciones), mientras que el resto de los componentes del tensor son los medios desplazamientos.

Las componentes están linealmente relacionadas con los desplazamientos mediante la relación:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.2.1.2.4)$$

Las ecuaciones de Lamé-Hooke son las ecuaciones constitutivas de un sólido elástico lineal, homogéneo e isótropo, y tienen la forma:

$$\sigma_{ij} = \sum_{k,l} C_{ijkl} \varepsilon_{kl} \quad (2.2.1.2.5)$$

En el caso de un problema unidimensional, $\sigma = \sigma_{11}$, $\varepsilon = \varepsilon_{11}$, $C_{11} = E$ y la ecuación anterior se reduce a:

$$\sigma = \varepsilon E \quad (2.2.1.2.6)$$

Donde E es el módulo de elasticidad longitudinal o módulo de Young y G el módulo de elasticidad transversal.

Para caracterizar el comportamiento de un sólido elástico lineal e isótropo se requieren además del módulo de Young otra constante elástica, llamada coeficiente de Poisson (ν) y el coeficiente de temperatura (α).

Por otro lado, las ecuaciones de Lamé para un sólido elástico lineal e isótropo pueden ser deducidas del teorema de Rivlin-Ericksen, que pueden escribirse en la forma:

$$\begin{aligned}\epsilon_{xx} &= \frac{1}{E} (\sigma_{xx} - \nu(\sigma_{yy} + \sigma_{zz}) + \alpha\Delta T) & \epsilon_{xy} &= \frac{(1+\nu)}{E} \sigma_{xy} = \frac{\sigma_{xy}}{2G} \\ \epsilon_{yy} &= \frac{1}{E} (\sigma_{yy} - \nu(\sigma_{xx} + \sigma_{zz}) + \alpha\Delta T) & \epsilon_{yz} &= \frac{(1+\nu)}{E} \sigma_{yz} = \frac{\sigma_{yz}}{2G} \\ \epsilon_{zz} &= \frac{1}{E} (\sigma_{zz} - \nu(\sigma_{xx} + \sigma_{yy}) + \alpha\Delta T) & \epsilon_{xz} &= \frac{(1+\nu)}{E} \sigma_{xz} = \frac{\sigma_{xz}}{2G}\end{aligned}$$

(2.2.1.2.7)

Cuando las deformaciones no cambian con el tiempo, el campo de tensiones dado por el tensor tensión representa un estado de equilibrio con las fuerzas de volumen $b = (b_x, b_y, b_z)$ en todo punto del sólido, lo cual implica que el campo de tensiones satisface estas condiciones de equilibrio:

$$\begin{aligned}\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial z} + b_x &= 0 \\ \frac{\partial \sigma_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{yz}}{\partial z} + b_y &= 0 \\ \frac{\partial \sigma_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} + b_z &= 0\end{aligned}\tag{2.2.1.2.8}$$

Además de estas condiciones de contorno, sobre la superficie del sólido, que relacionan el vector normal a la misma $n = (n_x, n_y, n_z)$, dirigido hacia el exterior, con las fuerzas por unidad de superficie que actúan en el mismo punto de la superficie $f = (f_x, f_y, f_z)$:

$$\begin{aligned}\sigma_{xx}n_x + \sigma_{xy}n_y + \sigma_{xz}n_z &= f_x \\ \sigma_{yx}n_x + \sigma_{yy}n_y + \sigma_{yz}n_z &= f_y \\ \sigma_{zx}n_x + \sigma_{zy}n_y + \sigma_{zz}n_z &= f_z\end{aligned}\tag{2.2.1.2.9}$$

Un problema elástico lineal queda definido por la geometría del sólido, las propiedades de dicho material, unas fuerzas actuantes y unas condiciones de contorno que imponen restricciones al movimiento de cuerpo.

A partir de esos elementos es posible encontrar un campo de tensiones internas sobre el sólido, que permitirá identificar los puntos que soportan más tensión, y un campo de desplazamientos, que permitirá encontrar si la rigidez del elemento resistente es la adecuada para su uso.

Para plantear el problema elástico son necesarias las nociones que han sido descritas anteriormente, que describen las tensiones, las deformaciones y los desplazamientos de un cuerpo.

Todas estas magnitudes vienen descritas por 15 funciones matemáticas:

- Las seis componentes del tensor de tensiones $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$, y $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$.
- Las tres componentes del vector de desplazamientos: u_x, u_y, u_z .
- Las seis componentes del tensor de deformaciones: $\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z$, y $\epsilon_{xy}, \epsilon_{yz}, \epsilon_{zx}$.

Para comprobar si se cumplen estas relaciones, formadas por 15 funciones, el siguiente paso es comprobar si las relaciones descritas hasta ahora, bastan para describir completamente el estado de un cuerpo. Una condición necesaria para ello es que el número de ecuaciones disponibles coincida con el número de incógnitas. Las ecuaciones disponibles son:

- Las tres ecuaciones de equilibrio de Cauchy.
- Las tres ecuaciones de compatibilidad, que aseguran que los desplazamientos y deformaciones están adecuadamente relacionados.

- Las seis ecuaciones constitutivas, para un material elástico lineal isótropo y homogéneo estas ecuaciones vienen dadas por las ecuaciones de Lamé-Hooke.

Estas 15 ecuaciones igualan precisamente el número de incógnitas. El método más utilizado es sustituir las relaciones entre desplazamientos y deformaciones en las ecuaciones constitutivas, lo cual hace que se cumplan las ecuaciones de compatibilidad trivialmente. A su vez el resultado de esta sustitución se puede introducir en las ecuaciones de equilibrio de Cauchy lo cual convierte el anterior sistema en un sistema de tres ecuaciones en derivadas parciales y tres desplazamientos como incógnitas.

De esta manera se llega a un sistema de 15 ecuaciones con 15 incógnitas.

La formulación más simple para resolver el problema elástico es la llamada formulación de Navier, que reduce el sistema a un sistema de tres ecuaciones diferenciales para los desplazamientos.

Esto se logra insertando en las ecuaciones de equilibrio las ecuaciones propias del material, las ecuaciones de los desplazamientos y las ecuaciones de las deformaciones, de modo que se pueda expresar el sistema de ecuaciones como un sistema de tres ecuaciones diferenciales parciales.

Si se reduce el sistema hacia las componentes del vector de desplazamientos se llega a las ecuaciones de *Navier*:

$$G \left[\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} + \frac{1}{1-2\nu} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) \right] + b_x = 0$$

$$G \left[\frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial z^2} + \frac{1}{1-2\nu} \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) \right] + b_y = 0$$

$$G \left[\frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} + \frac{1}{1-2\nu} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) \right] + b_z = 0$$

(2.2.1.2.10)

Mediante consideraciones energéticas se puede demostrar que estas ecuaciones presentan una única solución.

En Ingeniería Mecánica es frecuente plantear problemas elásticos para decidir la adecuación de un diseño.

En ciertas situaciones de interés práctico no es necesario resolver el problema elástico completo sino que basta con plantear un modelo simplificado y aplicar los métodos de la resistencia de materiales para calcular aproximadamente tensiones y desplazamientos.

Cuando la geometría involucrada en el diseño mecánico es compleja, la resistencia de materiales suele ser insuficiente y la resolución exacta del problema elástico inabordable desde el punto de vista práctico. En esos casos se usan habitualmente métodos numéricos como el Método de los Elementos Finitos (MEF) para resolver el problema elástico de manera aproximada.

Un buen diseño normalmente incorpora unos requisitos de:

- resistencia adecuada,
- rigidez adecuada,
- estabilidad global y elástica.

2.2.2.- FUERZAS ACTUANTES

Las fuerzas que actúan sobre el bogie en servicio son fundamentalmente verticales, transversales y resultantes del alabeo de la vía.

Las fuerzas verticales son, fundamentalmente, la carga que transporta el vehículo y el peso propio del vehículo que se reparten entre los dos bogies del coche, y el peso del bogie.

Debido a que la rueda del ferrocarril dispone de una pestaña para garantizar su guiado, cuando circula por una curva aparece una fuerza centrífuga F_c en dirección transversal, que hace que esta pestaña se acerque más a la cabeza del carril y que, en consecuencia, se incrementen los rozamientos.

Además, al circular en curva, interviene como fuerza transversal la componente horizontal del peso, debido al peralte de la vía.

2.3.- COMPORTAMIENTO DINÁMICO

Se considera un modelo simplificado con ejes unidos rígidamente al bogie [8], donde el contacto de las ruedas con los carriles es puntual, y se considera que las fuerzas horizontales de contacto en cada rueda están dadas por las relaciones:

$$F_y = -C_y * v_y \quad F_x = -C_x * v_x \quad (2.3.1)$$

siendo:

$$v_y = \frac{V_y}{V} \quad v_x = \frac{V_x}{V} \quad (2.3.2)$$

Estos cocientes se conocen con el nombre de microdeslizamientos.

En la realidad, la relación que existe entre los esfuerzos longitudinales y transversales sigue curvas como las indicadas en la siguiente figura.

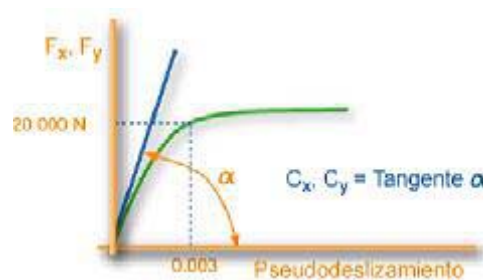


Figura 2.17 - Relación entre fuerza y microdeslizamiento

Como se deduce de la figura, los coeficientes C_x y C_y tienen valores que oscilan entre $5 \cdot 10^6$ y $10 \cdot 10^6$.

No obstante, para que los cálculos resulten más sencillos, se suele utilizar una simplificación considerando que existe una relación lineal entre esfuerzos y pseudodeslizamientos. Además, durante la marcha de los ferrocarriles, los pseudodeslizamientos que se producen normalmente son muy pequeños y por lo tanto se encuentran dentro del primer tramo de las curvas, en donde la simplificación de la linealidad se acerca bastante a la realidad.

Las velocidades transversales que se provocan en los cuatro puntos de contacto de las ruedas con los carriles, son debidas a la velocidad angular de lazo $d\alpha/dt$ y a la velocidad transversal de todo el bogie que se denomina dy/dt .

La velocidad transversal aparece siempre con el color anaranjado, mientras que la componente debida a la velocidad de lazo es de color amarillo.

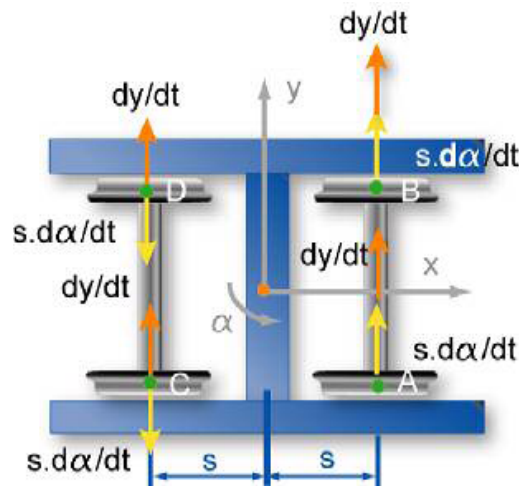


Figura 2.18 - Velocidades transversales en las ruedas

En la velocidad transversal aparece también un término de $-V\alpha$. Las velocidades planteadas en la figura anterior serían las únicas si el bogie se encontrara perfectamente centrado en la vía pero, en la práctica, debido al movimiento de lazo, su posición más general será la que forma un ángulo α con la dirección de la vía.

En estas condiciones, la velocidad longitudinal del bogie es V pero el desplazamiento en la dirección de la vía hace que la velocidad del tren sea menor, ya que la velocidad V se descompone en dos: una longitudinal, que es la que lleva el tren, y otra transversal.

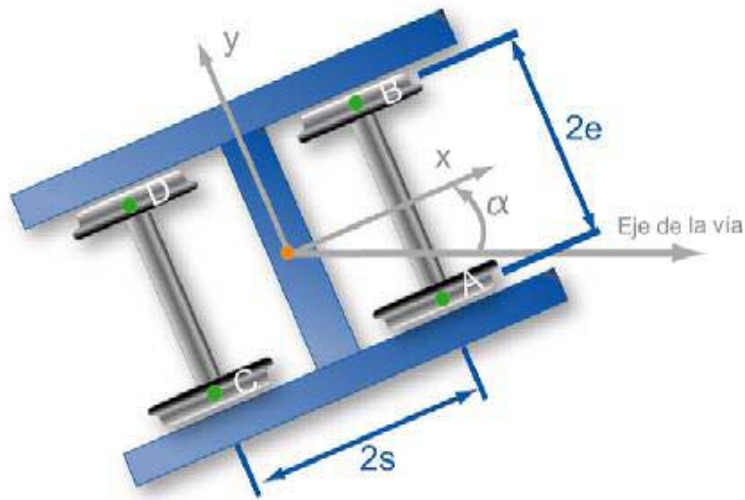


Figura 2.19 - Posición del bogie girado un ángulo α

En definitiva, el bogie, al llevar una velocidad V en su dirección longitudinal y no coincidir esta dirección con la de la vía, obliga a que se produzca una velocidad transversal de valor $V \sen \alpha$.

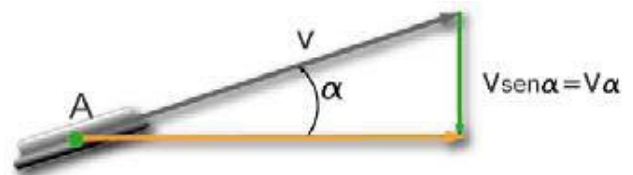


Figura 2.20 - Velocidad de deslizamiento transversal $V \alpha$

Las velocidades transversales en los puntos A y B serán:

$$V_{Ay} = V_{By} = \frac{sd\alpha}{dt} + \frac{dy}{dt} - V\alpha \quad (2.3.3)$$

Los pseudodesplazamientos transversales en los puntos A y B se definen como:

$$v_{Ay} = \frac{V_{Ay}}{V} \quad v_{By} = \frac{V_{By}}{V} \quad (2.3.4)$$

Y, por lo tanto, las fuerzas transversales aplicadas en estos puntos son:

$$F_{Ay} = F_{By} = -C_y \left(\frac{s}{V} \frac{d\alpha}{dt} + \frac{1}{V} \frac{dy}{dt} - \alpha \right) \quad (2.3.5)$$

Siguiendo los mismos planteamientos se pueden deducir las fuerzas en los puntos de contacto C y D de las ruedas traseras.

2.3.1.- ECUACIONES DEL MOVIMIENTO

Una vez que se han hallado los esfuerzos en cada rueda se pueden obtener las ecuaciones del movimiento del bogie [8].

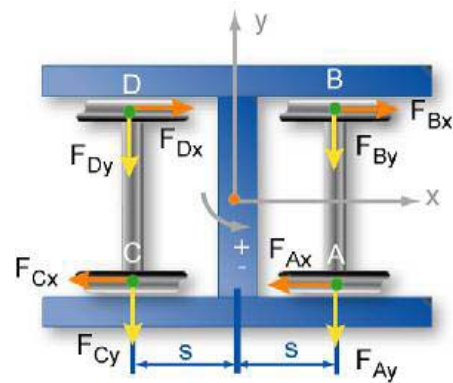


Figura 2.21 - Fuerzas sobre el bogie

En sentido transversal se tiene la relación entre fuerzas:

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = F_{Ay} + F_{By} + F_{Cy} + F_{Dy} = -2C_y \left(\frac{s}{V} \frac{d\alpha}{dt} + \frac{1}{V} \frac{dy}{dt} - \alpha \right) - 2C_y \left(\frac{s}{V} \frac{d\alpha}{dt} + \frac{1}{V} \frac{dy}{dt} - \alpha \right) \quad (2.3.1.1)$$

Simplificando en las expresiones anteriores y pasando todo al mismo miembro:

$$I \frac{d^2 \alpha}{dt^2} + (4C_y s^2 + 4C_x e^2) \frac{d\alpha}{dt} + 4C_x e \delta_0 \frac{y}{r_0} = 0 \quad (2.3.1.2)$$

2.3.2.- ANÁLISIS DINÁMICO

La estabilidad de este modelo rígido a una velocidad cualquiera requiere de nuevo las expresiones generales del movimiento [8].

Primero se obtiene el polinomio característico. Para ello basta con sustituir las derivadas segundas respecto al tiempo por p^2 , y las derivadas primeras por p . Posteriormente se ordenan los términos en función de las variables del problema. Siguiendo estos pasos se obtiene una ecuación matricial.

El polinomio característico se obtiene igualando a cero el determinante de la matriz de coeficientes. El estudio de estabilidad de un sistema mecánico puede realizarse a partir de los coeficientes de su polinomio característico, mediante la aplicación del criterio de Routh. En consecuencia, el sistema es inestable para cualquier velocidad no nula.

El comportamiento del bogie puede estudiarse también resolviendo las ecuaciones diferenciales que gobiernan su movimiento en función del tiempo.

Para simular por ordenador el comportamiento del bogie sería necesario que las ecuaciones diferenciales estuvieran escritas en forma matricial.

$$[M] [x''] + [R] [x'] + [K] [x] = [F] \quad (2.3.2.1)$$

Las ecuaciones diferenciales del bogie que se han desarrollado en este apartado, puestas en forma matricial son las siguientes:

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y'' \\ \alpha'' \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{4C_y}{v} & 0 \\ 0 & \frac{4C_y s^2 + 4C_x e^2}{v} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y' \\ \alpha' \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & -4C_y \\ \frac{4C_x e \delta_0}{r_0} & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y \\ \alpha \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2.3.2.1)$$

2.3.3.- ANÁLISIS DE LA RODADURA

En los siguientes planteamientos se ha considerado que la rueda tiene un perfil troncocónico y que el carril es simplemente un hilo. Con estas simplificaciones se analiza el comportamiento de los ejes montados y, aunque los resultados que se obtienen son correctos, el valor de estos análisis no pasa de ser cualitativo.

Si se pretende que los resultados sean correctos desde un punto de vista cuantitativo es necesario estudiar la geometría real del contacto entre la rueda y el carril.

Por eso, para determinar con un poco más de precisión la geometría del contacto rueda-carril, se considera ahora que el perfil de ambos se asimila a arcos de circunferencia, mediante un estudio plano, despreciando las influencias del movimiento de lazo.

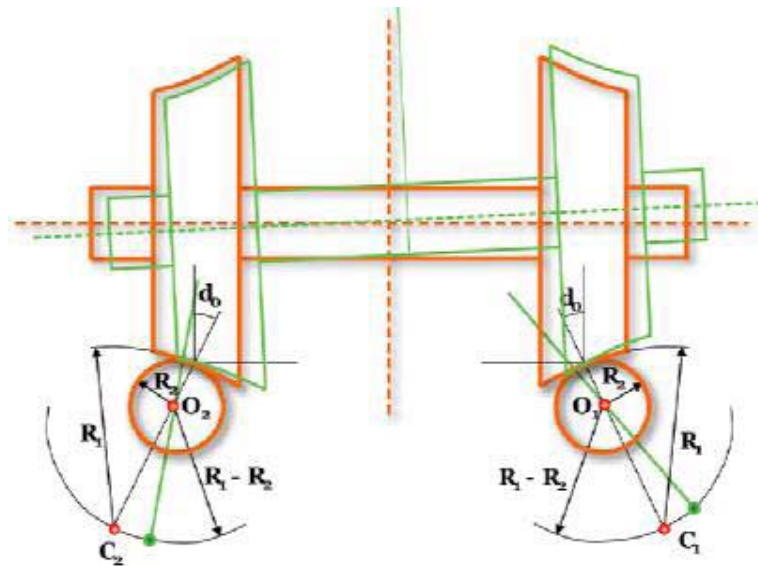


Figura 2.22 - Contacto de ruedas y carriles considerando ambos elementos como perfiles de circunferencia, con el eje desviado

El movimiento del eje montado produce la modificación de las variables relacionadas con el guiado del eje.

En resumen, la conicidad efectiva depende de: los radios de curvatura de los carriles, la banda de rodadura de las ruedas, la distancia horizontal entre el centro de gravedad del eje y cada uno de los puntos de contacto entre rueda y carril, y de la inclinación del plano tangente del punto de contacto respecto a la horizontal.

Los perfiles reales de rueda y de carril no están formados únicamente por curvas de radio constante. En la realidad estos perfiles tienen una configuración más complicada, aunque para su estudio pueden asimilarse a curvas consecutivas de distinto radio.

En la siguiente figura se representa el contacto entre rueda y carril, para un carril de inclinación 1/20, que es la utilizada en España.

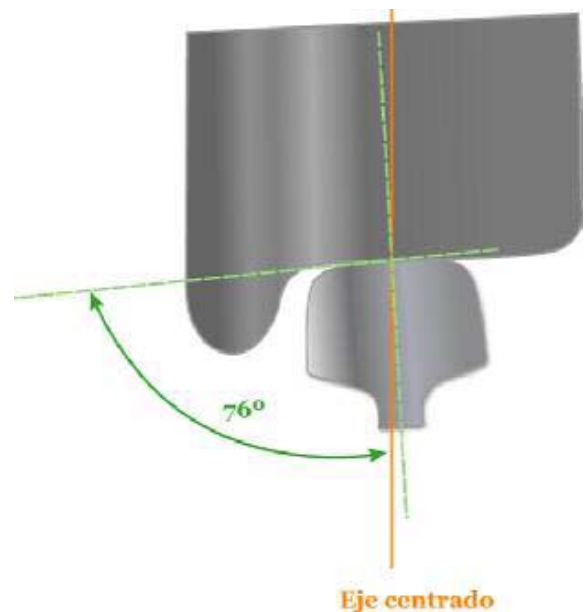


Figura 2.23 - Carril con inclinación 1/20

El montaje centrado del eje hace que el ángulo formado por el plano tangente a ambas superficies en el punto de contacto respecto a la vertical alcance el valor de 76°.

La posición que adopta la rueda sobre el carril si todo el eje se desplaza transversalmente 15 mm hace que el ángulo del plano tangente cambie de valor y alcance los 87°.

La posición de la rueda cuando el desplazamiento transversal es de 12 mm hacia el lado contrario provoca que el contacto se produzca ya en la zona de la pestaña y el ángulo del plano de contacto sea de 19°.

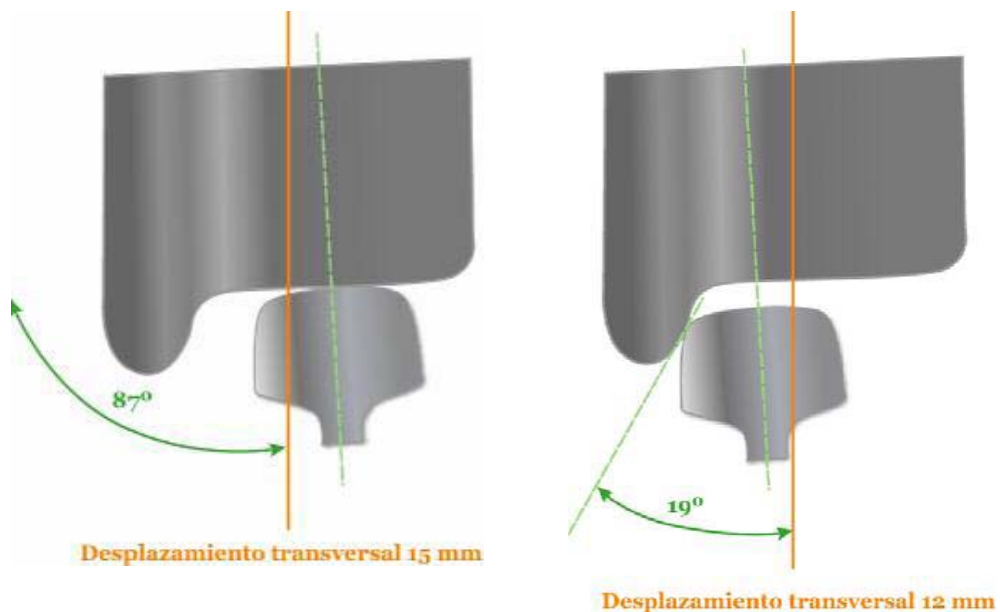


Figura 2.24 - Desplazamiento transversal del eje

La importancia del valor del ángulo de contacto se debe a que la fuerza en el punto de contacto es perpendicular al plano tangente en ese punto, y conforme va variando el ángulo esta fuerza presenta componentes horizontales que ayudan al guiado del eje.

Por otra parte la componente vertical de esta reacción es siempre igual a la carga que la rueda transmite al carril.

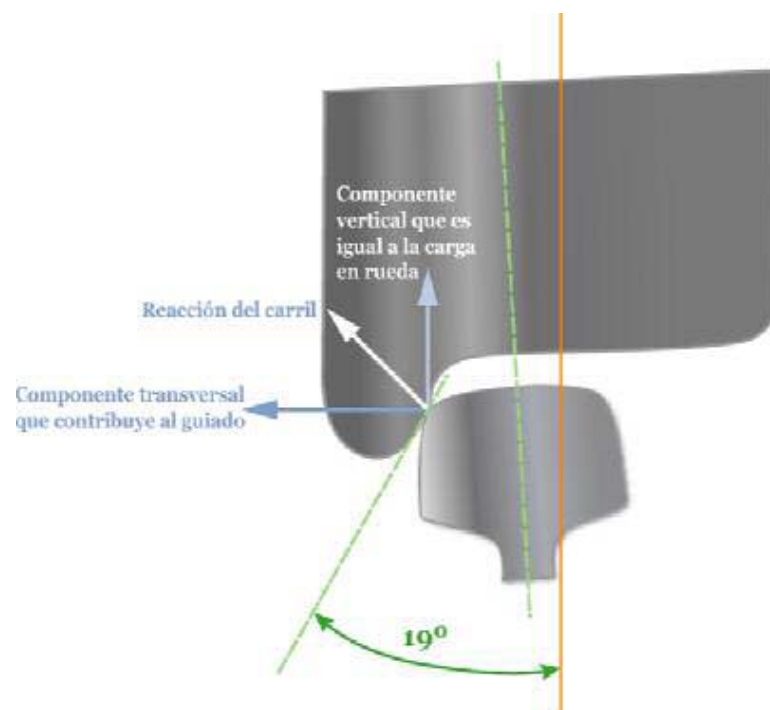


Figura 2.25 - Fuerzas en el contacto rueda / carril

2.3.4.- CIRCULACIÓN EN CURVA

El comportamiento de los vehículos ferroviarios en curva [8] resulta fundamental en el estudio de sus prestaciones ya que de este comportamiento dependen tiempos de recorrido, costos de mantenimiento, emisiones de ruido y, en definitiva, muchos de los factores que intervienen de una forma decisiva en la explotación ferroviaria.

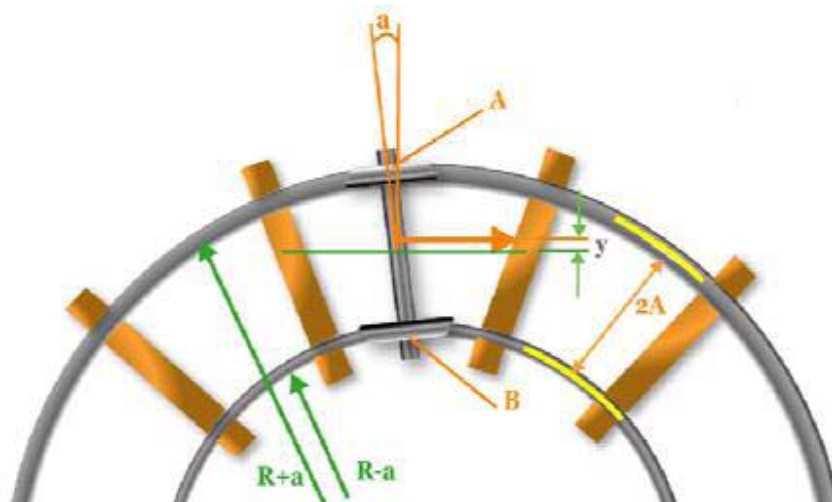


Figura 2.26 - Eje que circula en curva con ángulo de inclinación respecto a la posición radial

2.3.4.1.- ANÁLISIS CINEMÁTICO

Suponiendo que el eje tiene una velocidad angular ω y un ángulo de ataque α , en la figura siguiente se muestran las velocidades de los puntos A y B, tanto las debidas al desplazamiento del centro de la rueda, como las producidas por la velocidad angular del eje.

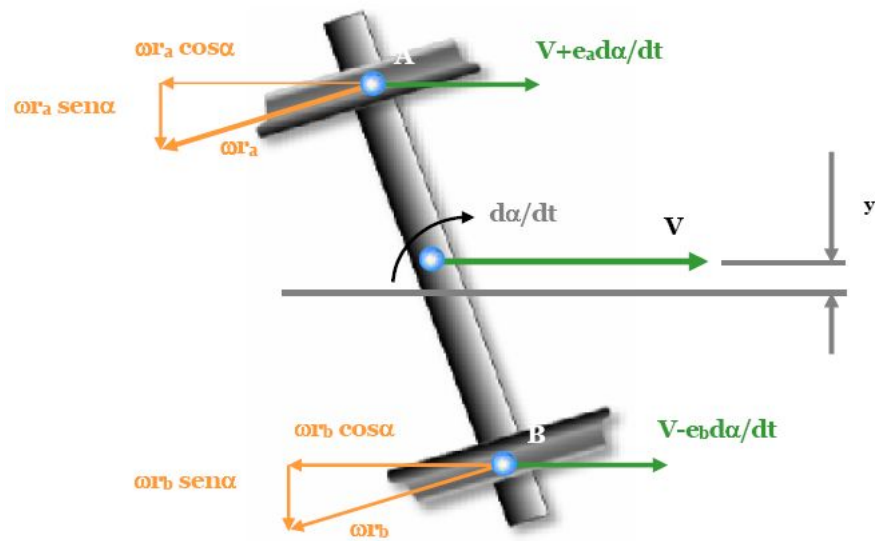


Figura 2.27 - Velocidades del bogie en curva

Cuando el eje circula por una curva puede plantearse la relación existente entre la velocidad angular del eje y la del desplazamiento longitudinal.

En rodadura libre la velocidad en los puntos de contacto debe ser nula tanto en la dirección x como en la y .

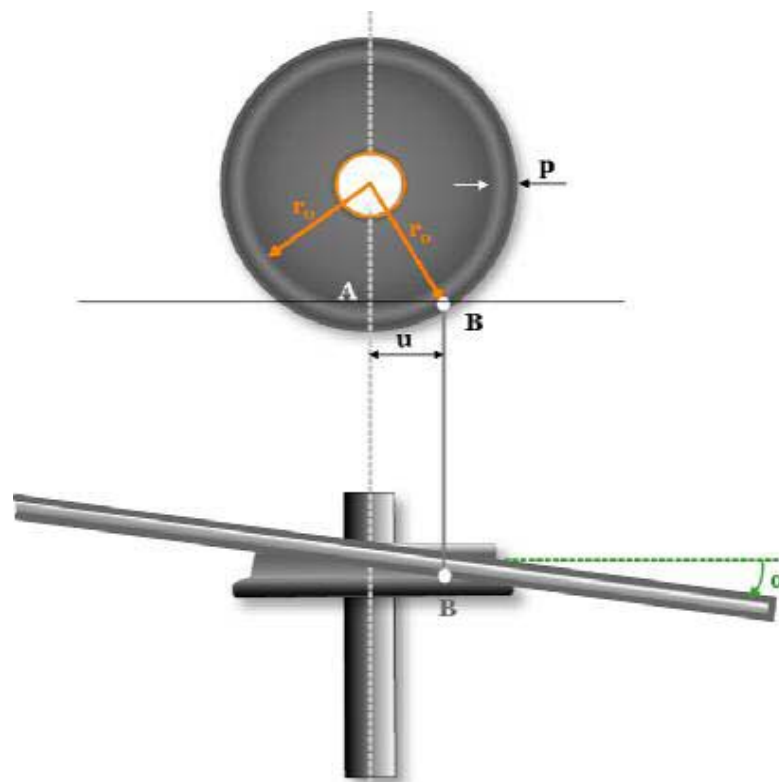


Figura 2.28 - Rueda que ataca la vía con un ángulo α

Cuando el bogie se inscribe en una curva, solamente uno de los ejes puede orientarse radialmente, ya que el bastidor del bogie que asegura el paralelismo de ambos ejes impide la posibilidad de que el otro esté en esa posición.

Se conoce como situación límite de “rodadura libre” a la originada cuando el ángulo de ataque máximo obliga a que el eje posterior se coloque de manera radial a la curva.

2.3.4.2.- ANÁLISIS DINÁMICO

Para comenzar el análisis dinámico se empieza por estudiar las fuerzas que actúan sobre un eje. Habitualmente estas fuerzas se consideran como estacionarias o fuerzas cuasi-estáticas y, por tanto, pueden calcularse resolviendo las ecuaciones de equilibrio en régimen permanente resultantes de la circulación en curva.

Cuando se contempla la respuesta estacionaria se pueden establecer algunas hipótesis que permiten simplificar el problema: se considera que los perfiles de las ruedas son cónicos y que el deslizamiento es lo suficientemente elevado como para que se alcancen las fuerzas de fricción en todas las ruedas.

Así mismo, las cargas verticales en todas las ruedas se consideran constantes e iguales a las nominales y por último, no se toman en cuenta los efectos *spin*.

Las velocidades en los puntos de contacto de las ruedas exterior e interior a la curva son respectivamente:

$$\begin{aligned} V_{Ax} &\cong V + \frac{e_0 V}{R} - \omega(r_0 + \gamma) \\ V_{Bx} &= V - \frac{e_0 V}{R} - \omega(r_0 - \gamma) \\ V_{Ay} &= V\alpha \\ V_{By} &= V\alpha \end{aligned}$$

(2.3.4.1)

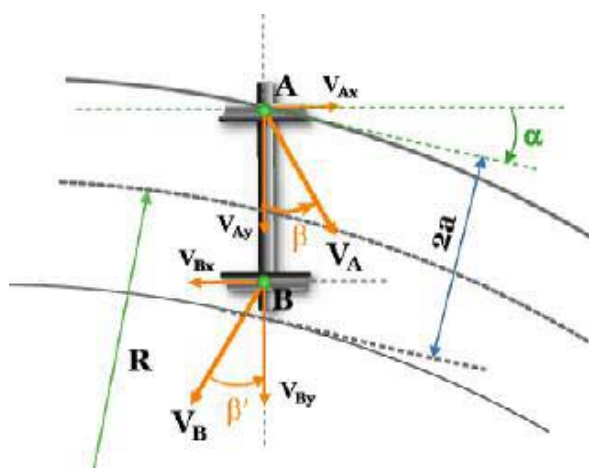


Figura 2.29 - Velocidades del eje en curva

Las velocidades de deslizamiento se deben a que el eje obliga a la rueda exterior a ir más deprisa de lo que corresponde a su velocidad angular, mientras que en la rueda interior sucede lo contrario.

Las dos resultantes de las velocidades forman los ángulos β y β' que aproximadamente son iguales.

Las fuerzas de fricción que aparecen entre la vía y las ruedas, tienen la misma dirección y sentido contrario que las velocidades de deslizamiento, y su valor es igual a μN , siendo N la carga por rueda.

Tomando las fuerzas de rozamiento F_A y F_B al considerar que ambos ángulos son iguales y que su valor es también igual, su perpendicular al punto de aplicación se corta en un punto que se ha denominado G en la figura.

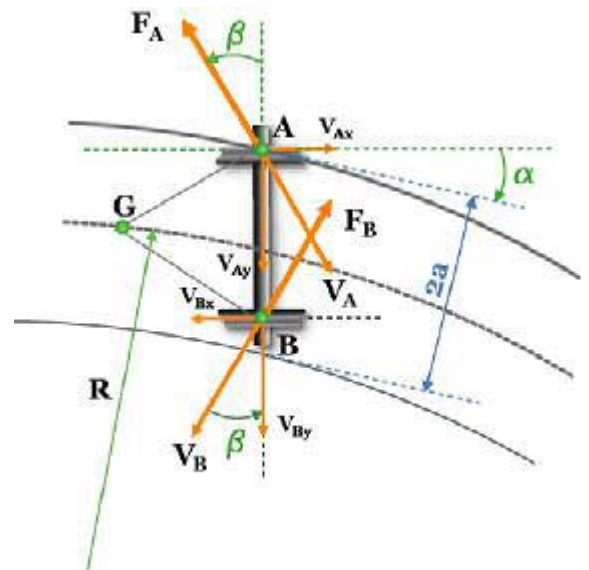


Figura 2.30 - Fuerzas sobre el bogie en curva

Para un bogie con ejes unidos rígidamente, la posición de cada eje quedará definida por su desplazamiento transversal respecto al eje de la vía y por su giro de ataque.

El ángulo de ataque correspondiente al eje i y el desplazamiento transversal del eje i serán:

$$\alpha_i \cong \alpha_0 + \frac{l_i}{R} \quad y_i = ND + y_0 = NE + ED + y_0 \quad (2.3.4.2)$$

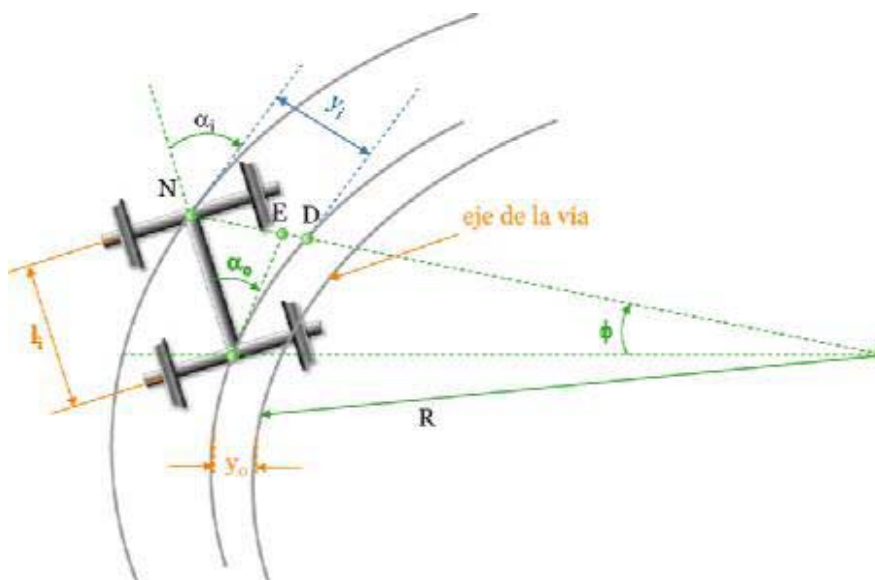


Figura 2.31 - Bogie rígido en curva

Además de las fuerzas de fricción, los ejes primero y último del coche pueden sufrir esfuerzos laterales sobre las pestañas de sus ruedas. La existencia o no de estas fuerzas en el eje posterior y la rueda sobre la que se aplican, interna o externa, dependen de la posición de equilibrio del coche en la curva.

Esta figura representa un coche ferroviario posicionado en la curva de tal forma que su ángulo de ataque es máximo. En este caso las fuerzas sobre las pestañas se producen en la rueda exterior del primer eje y en la interior del último eje.

Considerando que los ángulos formados por las fuerzas de rozamiento de un mismo eje son iguales, las perpendiculares a las fuerzas de fricción se cortan todas ellas en el punto G.

Por otra parte, se considera que la caja transmite a los bogies una fuerza lateral F , que proviene de las fuerzas de inercia no compensadas por el peralte, y un momento M , producido por los elementos de unión entre la caja y el bogie.

La condición de ángulo de ataque máximo permite conocer los desplazamientos transversales de los ejes primero y último. Una velocidad baja del vehículo y un peralte elevado tienden a provocar que la situación de equilibrio sea de ángulo de ataque máximo.

2.3.4.3.- VELOCIDAD MÁXIMA Y CALIDAD DE LA MARCHA

La velocidad máxima del material rodante en curva está ligada a la restricción de los límites fisiológicos, geométricos y mecánicos.

El límite fisiológico está impuesto por el hombre, el límite geométrico viene dado por el gálibo de la infraestructura propia de la línea, los límites mecánicos vienen dados por la seguridad y el desgaste de las ruedas del vehículo y otros dos vienen dados por la seguridad y el desgaste de la línea.

El primer límite viene dado por la tolerancia fisiológica del pasajero sometido a aceleración centrífuga. El hombre puede soportar como máximo una aceleración lateral continua de 1 ms^{-2} y variación de la aceleración lateral de $0,25 \text{ ms}^{-2}$, por lo que es necesario adaptar la geometría de la curva a este límite con peraltes oportunos en función del radio de la curva y con acuerdos parabólicos entre el carril recto y curvo de longitud adecuada, las llamadas clotoides.

Pruebas efectuadas sobre la línea de Tokaido, a velocidad de 100 km/h han demostrado que el 5% de los viajeros tiene una sensación de molestia cuando la aceleración no compensada alcanza los $0,9 \text{ ms}^{-2}$.

En las líneas tradicionales se tienen curvas de explotación de radios de curvatura pequeños y medianos, peraltadas de modo que al aumentar la velocidad de operación se mantenga la aceleración centrífuga no compensada sobre el hombre hasta un valor máximo de $0,8 \text{ ms}^{-2}$; para

radios de curvatura grandes, se reduce el peralte, tanto por no ser importante en el pasado la alta velocidad como por no haber acuerdos parabólicos de inserción en curvas demasiado largas, dado que para una velocidad de 100 km/h se requiere 1 mm de peralte por 1 m de longitud de vía.

Esta metodología constructiva de la línea permite tener aceleraciones totales máximas de 2 ms^{-2} con aceleraciones no compensadas de 1 ms^{-2} sobre el pasajero.

En curva, los vehículos, sujetos a la aceleración centrífuga, se trasladan lateralmente respecto a su posición y giran un ángulo específico en función de la rigidez de las suspensiones y la masa del vehículo.

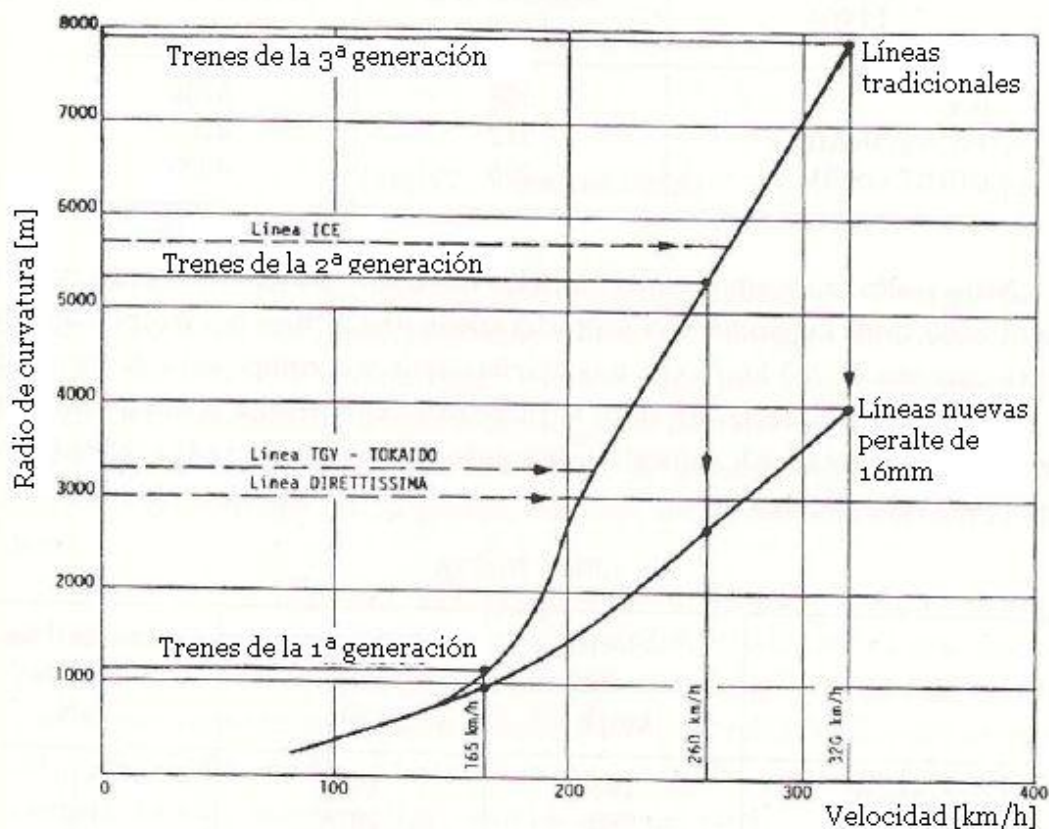


Figura 2.32 - Límites de la tolerancia fisiológica en curva [8]

En función de curvas experimentales, que expresan la tolerancia fisiológica a las curvas de la línea ferroviaria, en función del radio de la curva se definen los radios de curva mínimos para mantener la velocidad máxima.

VEHÍCULO	Velocidad máxima km/h	Radio de curvatura mínima m	Esfuerzo sobre el eje de guía daN
I. Generación	165	1150	3663
II. Generación	260	5350	1065
III. Generación	320	7900	1154

Tabla 2.1 - Radios de curva mínimos para velocidad máxima [8]

2.4.- SEGURIDAD FRENTE AL DESCARRILAMIENTO

Los descarrilamientos son uno de los factores que comprometen la seguridad de las operaciones ferroviarias.

Pueden ser debidos a multitud de causas, por ejemplo, la rotura de material rodante o un defecto de la vía. Sin embargo, el lugar donde se producen descarrilamientos son los desvíos. Entre las causas de estos últimos podemos destacar: desgaste o deformación de la vía principal y las agujas, la superposición de cargas desequilibradas, acompañadas de un empuje lateral brusco mientras el tren pasa por el desvío.

El ángulo de ataque es un concepto importante en la discusión de los tipos descarrilamientos, y se define como el ángulo que forma la rueda con el carril. Si este ángulo ha girado en el sentido opuesto a las agujas del reloj es positivo, y negativo en caso contrario.

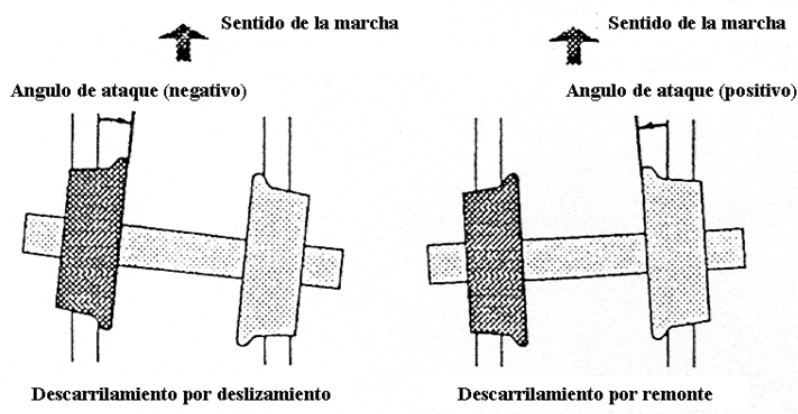


Figura 2.33 - Tipos de descarrilamiento

Los tipos de descarrilamiento se pueden definir atendiendo al proceso por el cual se producen:

- Descarrilamiento por remonte. El ángulo de ataque de la rueda es positivo. Debido al giro de la rueda se produce una fuerza de rozamiento que obliga a la rueda a remontar el hombro del carril y a descarrilar.
- Descarrilamiento por deslizamiento. El ángulo de ataque es negativo, por lo que la rueda se mueve en la dirección segura. Pero, como consecuencia de una fuerza lateral hacia el exterior suficientemente grande, puede compensarse el movimiento en la dirección segura. No es muy común.
- Descarrilamiento por salto. Cuando se ejerce un impulso sobre la rueda en dirección lateral, la rueda golpea el carril y lo salta.

Hay que resaltar que si la fricción entre rueda y carril es grande ofrecerá más resistencia al descarrilamiento por salto, pero facilitará el descarrilamiento por remonte. Y, teniendo en cuenta que este último es más común, interesa que el rozamiento no sea muy alto.

Existen otros tipos de descarrilamientos:

- Ripado. Se produce cuando, debido a una gran fuerza lateral, el balasto deja de sujetar la estructura de la vía y ésta se desplaza lateralmente sobre él.
- Rotura de un desvío. Un vehículo descarrila si un desvío se rompe por la acción de una rueda que separa la aguja del resto del carril. Esto puede ocurrir cuando hay holguras entre la aguja y el carril.
- Fallo de componentes. Los fallos en componentes tanto en el vehículo (rotura de ejes), como en la vía (rotura de carriles o traviesas) suelen producir descarrilamientos.

2.4.1.- CRITERIO DE NADAL

La seguridad frente al descarrilamiento de un vehículo ferroviario se determina normalmente mediante el criterio de Nadal. Este criterio se deriva del establecimiento del equilibrio de una rueda justo en el momento en que su pestaña inicia el remonte por la cara lateral del carril.

Se puede concluir que las condiciones son:

$$\text{Descarrilamiento: } \frac{Y}{Q} > \xi \qquad \text{Estabilidad: } \frac{Y}{Q} \leq \xi \qquad (2.4.1.1)$$

donde Y representa la fuerza transversal, y Q la carga que gravita sobre la rueda.

El valor de ξ dependerá de la geometría de la rueda y el carril en un entorno del punto de contacto entre ambos, así como del coeficiente de rozamiento. Es evidente apreciar que cuanto mayor sea Y , o menor Q , mayor será el riesgo de descarrilamiento.

Para presentar el criterio de Nadal existen dos situaciones: cuando el eje montado es perpendicular a al vía y cuando no lo es.

En caso de que el eje sea perpendicular a la vía, las fuerzas actuantes serán la normal a la superficie de contacto (N), la fuerza de rozamiento (T), la carga lateral que se ejerce sobre la rueda (Y), y la carga vertical (Q).

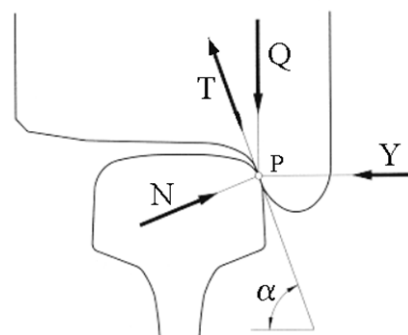


Figura 2.34 - Fuerzas actuantes en el contacto con la vía

En la figura aparecen representadas estas fuerzas, aunque en ella la fuerza de rozamiento va dirigida hacia arriba y en este estudio hacia abajo.

Hay que tener en cuenta que la rueda desliza hacia arriba y por eso la fuerza de rozamiento se dirige hacia abajo.

Si se hace el equilibrio de fuerzas y se particulariza para el caso en que se ejerza la máxima fuerza de rozamiento, se obtiene:

$$\frac{Y}{Q} = \frac{\operatorname{tg} \alpha + \frac{T}{N}}{1 - \frac{T}{N} \operatorname{tg} \alpha} \leq \frac{\operatorname{tg} \alpha + \mu}{1 - \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha} \quad (2.4.1.2)$$

donde T es la fuerza de rozamiento, N es la fuerza normal al carril en el punto de contacto y μ es el coeficiente de rozamiento.

Particularizando esta expresión para el caso de 60° y 70° , y coeficientes de 0.1 y 0.25 se obtiene: $Y \leq 3.5Q$, de lo que se deduce que, si las ruedas no se descargan por alguna causa extraordinaria, sería necesaria una fuerza transversal tan grande, que es prácticamente imposible que descarrile una rueda cuando el eje montado es perpendicular a la vía.

Sin embargo, el eje montado no es siempre perpendicular a la vía, sino que oscila en torno a una posición media, el denominado movimiento de lazo.

Además, los ejes de un mismo bogie o vehículo no son paralelos entre sí, por lo tanto, en curva, un eje normalmente adopta una posición oblicua con respecto a la vía.

Así, el contacto rueda – carril no se hace en el plano vertical que pasa por el eje montado, sino en un punto B situado antes o después. En dicho punto de contacto es donde se ejerce la fuerza de rozamiento entre la rueda y el carril.

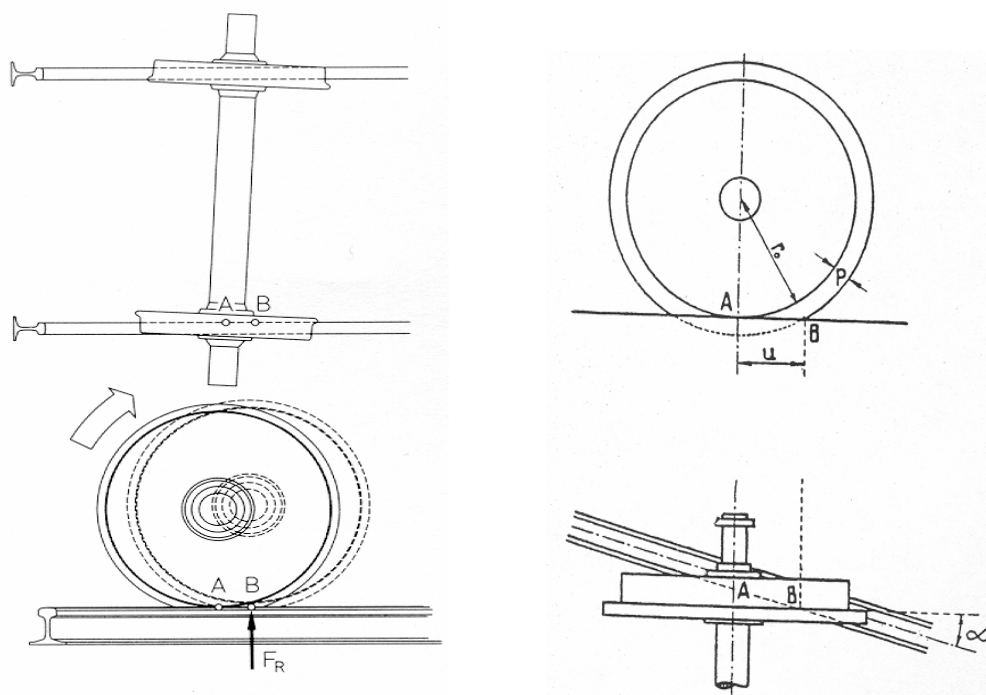


Figura 2.35 - Contacto real entre rueda y carril

La situación más perjudicial se produce cuando el punto está situado delante, debido a que en ese caso la fuerza de rozamiento está dirigida hacia arriba y favorece el descarrilamiento.

Si se realiza el equilibrio de fuerzas en el plano perpendicular a la vía esta situación se obtiene:

$$\frac{Y}{Q} = \frac{tg\alpha - \frac{T}{N}}{1 + \frac{T}{N}tg\alpha} \quad (2.4.1.3)$$

Aquí, T es la fuerza de rozamiento, y N es la fuerza normal al carril en el punto de contacto. Así que, cuando se alcanza el máximo rozamiento ($T = \mu N$, con μ el coeficiente de rozamiento), el cociente de descarrilamiento viene dado por:

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{\text{lim}} = \frac{\text{tg } \alpha - \mu}{1 + \mu \cdot \text{tg } \alpha} \quad (2.4.1.4)$$

que es la bien conocida fórmula de Nadal.

Particularizando esta expresión para 60° o 70° , y coeficientes de 0.1 ó 0.25 obtenemos que $Y \leq Q$.

Recordando lo que ocurre cuando el eje es perpendicular y, teniendo en cuenta que el ángulo de ataque no interviene en la fórmula de Nadal, puede pensarse que existe una discontinuidad entre los esfuerzos de descarrilamiento: $3.5Q$ cuando es perpendicular y Q cuando es ligeramente oblicuo.

Sin embargo, lo que ocurre, según Pierre Patin, es que se produce la superposición de dos fenómenos:

1. En el primero de estos dos fenómenos, cuando la rueda sufre un esfuerzo transversal superior a $3.5Q$ inmediatamente remonta el carril y descarrila.
2. En el segundo, la rueda remonta el carril pero necesita un cierto tiempo que depende del ángulo de ataque. Así, por ejemplo, en el caso de ángulo de ataque cero el tiempo sería infinito y este segundo fenómeno no lo tendríamos en cuenta. De esta forma el tiempo decrece, tomando un valor finito, cuanto mayor es el ángulo de ataque.

Hay que recalcar que los dos fenómenos son diferentes, aunque se pasa de uno a otro de forma continua. También hay que recordar que el ángulo α de contacto que se consideró es el ángulo de la pestaña, por lo tanto, no se considerará descarrilamiento si el ángulo es inferior.

CAPÍTULO 3: APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA DE ESTUDIO A CASO PARTICULAR

3.1.- CARACTERÍSTICAS PARTICULARES DEL BOGIE DE ESTUDIO

3.1.1.- BOGIE CLÁSICO

El objeto de este proyecto es aplicar la metodología de estudio a un bogie clásico, en material de época, según un diseño ya existente, para el transporte de viajeros, con dos ejes montados y ruedas monobloque, para velocidades bajas de circulación.

Los bogies clásicos son de bastidor rígido, es decir, la unión entre los ejes montados y el bastidor del bogie no es elástica, por lo que no permite el movimiento radial del eje montado.



Figura 3. 1 - Bogie clásico modelo Württemberger 1845

El eje montado delantero hace girar al bogie al entrar en una curva a medida que él mismo es guiado por los carriles. Sin embargo, existe un grado de deslizamiento y se requiere mucha fuerza para permitir el cambio de dirección, debido a que está soportando aproximadamente la mitad del peso del vehículo.

El bogie también guía al vehículo en la curva, oponiéndose a su tendencia natural a seguir una trayectoria recta.

El vehículo se apoya en cada bogie por medio de un eje vertical mediante un pivote, gracias al que puede describir curvas muy cerradas.

La suspensión primaria suele ser de ballesta. Las ballestas están constituidas por un conjunto de hojas o láminas de acero especial para muelles, unidas mediante unas abrazaderas, que permiten el deslizamiento entre las hojas cuando éstas se deforman por el peso que soportan. La hoja superior, llamada hoja maestra, va curvada en sus extremos, formando unos ojos en los que se montan unos casquillos para su acoplamiento al soporte del bastidor, por medio de pernos o bulones.

El número de hojas y su espesor son función de la carga que han de soportar. Todas las hojas se unen en el centro mediante un tornillo pasante con tuerca, denominado capuchino.

La curva característica de estos muelles es lineal y el amortiguamiento se produce por el rozamiento entre las láminas al deformarse.



Figura 3. 2 - Bogie rígido clásico

Al tratarse del bogie de un vehículo remolcado, sin fuerza de tracción, el eje va montado directamente calado en las ruedas.

El bastidor del bogie constituye la estructura portante del bogie y es la que transmite las cargas y esfuerzos a los ejes [12]. En el caso de un bogie clásico remolcado, es una estructura poco optimizada, de ángulos rectos y uniones rígidas entre los largueros y las barras transversales.

En los inicios, las uniones eran todas remachadas, pero hoy en día se han sustituido por soldaduras y en vehículos renovados, los remaches existentes son puramente decorativos.

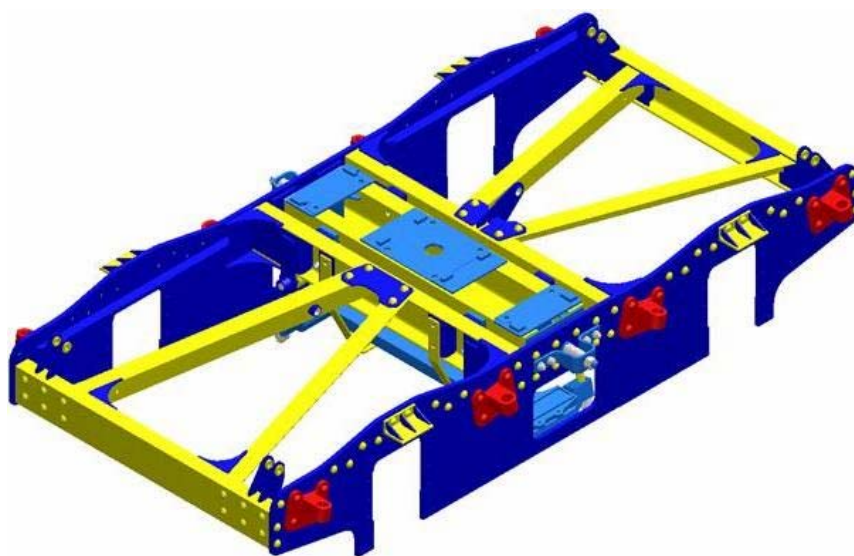


Figura 3. 3 - Conjunto de estructura del bogie de estudio

La traviesa flotante está unida a la suspensión secundaria mediante cuatro pivotes y dos tirantes, que transmiten el movimiento al yugo y al brazo.

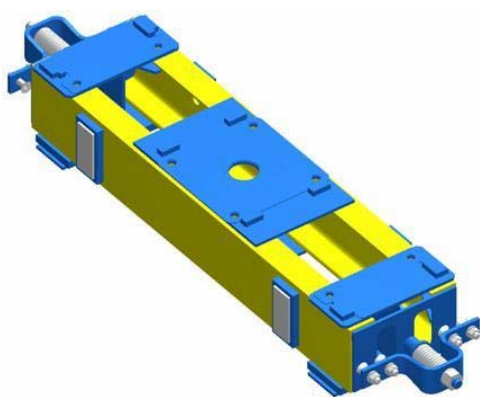


Figura 3. 4 - Traviesa bailadora

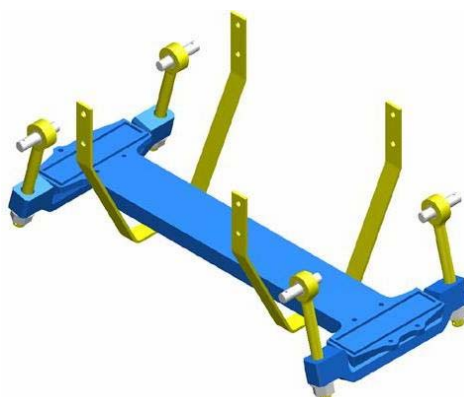


Figura 3. 5 - Suspensión secundaria

3.1.2.- VEHÍCULO CON CUATRO EJES CONECTADOS RÍGIDAMENTE

Este caso correspondería a un vehículo ferroviario en el que los ejes estuvieran conectados rígidamente a los bogies y estos, a su vez, conectados también rígidamente a la caja.

Siguiendo el procedimiento utilizado en el apartado del análisis dinámico, se llega a dos ecuaciones diferenciales de segundo orden que definen los movimientos de desplazamiento transversal y de lazo [8].

En el análisis a baja velocidad, donde se desprecian las fuerzas de inercia, se demuestra que el movimiento es armónico no amortiguado, de longitud de onda mayor a la del caso de los ejes unidos rígidamente al bogie. La aplicación del criterio de Routh al polinomio característico muestra que el modelo también resulta inestable para cualquier velocidad no nula.

3.2.- NORMATIVA VIGENTE EN CUANTO A CONDICIONES DE CARGA

Para verificar la capacidad de los bastidores del bogie para soportar las cargas propias del servicio se realizarán una serie de ensayos estáticos acorde a los diferentes casos de carga posibles.

La normativa a utilizar para la validación de bastidores de bogies remolques es la ficha técnica UIC 515-4, que se encuentra resumida a continuación.

La Unión Internacional de Ferrocarriles (Union Internationale des chemins de fer, UIC) es una organización mundial fundada en 1922 para la cooperación internacional en el campo de los ferrocarriles y para la promoción del ferrocarril como medio de transporte.

Su propósito inicial era la estandarización y la mejora de las condiciones de la construcción y operación del ferrocarril, especialmente con vistas al tráfico internacional. En 2005 se reestructuró la UIC para poder así afrontar una serie de nuevos retos, en particular la liberación del sector de los ferrocarriles.

La misión de la UIC consiste ahora en promocionar el transporte en ferrocarril a nivel mundial para así conseguir cumplir con el reto de la movilidad y el desarrollo sostenible.

Según la ficha técnica UIC 515-4, los ensayos estáticos para la verificación de la capacidad de carga de los bogies se subdividen en cuatro grupos:

- Ensayos estáticos para simular cargas excepcionales.
- Ensayos estáticos para simular las principales fuerzas sufridas en servicio.
- Ensayos estáticos para simular fuerzas particulares ocurridas en servicio.
- Ensayos de fatiga destinados a verificar la resistencia del bastidor de bogie.

Sin embargo, al tratarse de un bogie clásico en material de época, renovado para su uso en la actualidad, sólo deben llevarse a cabo los dos primeros ensayos estáticos definidos en la norma.

Estos ensayos han sido definidos de modo que se consiga:

- Optimizar la estructura del bastidor de bogie (peso, velocidad a la que puede circular, etc.).
- Completar la información obtenida de los cálculos previos.
- Asegurar que los bastidores de bogie tienen la capacidad de soportar las cargas de servicio sin sufrir deformaciones permanentes o fracturas capaces de comprometer la seguridad y generar altos costes de mantenimiento.

Las condiciones de ensayo definidas en esta norma se aplican a bogies que recorren vías con un ancho de vía estándar con velocidades y condiciones de calidad de la vía normales.

Ya que el bogie se va a utilizar en vías fabricadas con un ancho de vía diferente, en este caso ancho de vía métrico, los principios en los que

se basan los ensayos son idénticos, pero los valores de las fuerzas laterales, el coeficiente que tiene en cuenta el efecto de las curvas y el coeficiente que tiene en cuenta las variaciones dinámicas se modificarán como corresponde a las nuevas condiciones.

3.2.1- DEFINICIÓN DE LAS CONDICIONES DE CONTORNO

La ficha UIC 515-4 define las condiciones de contorno a utilizar mediante el siguiente gráfico.

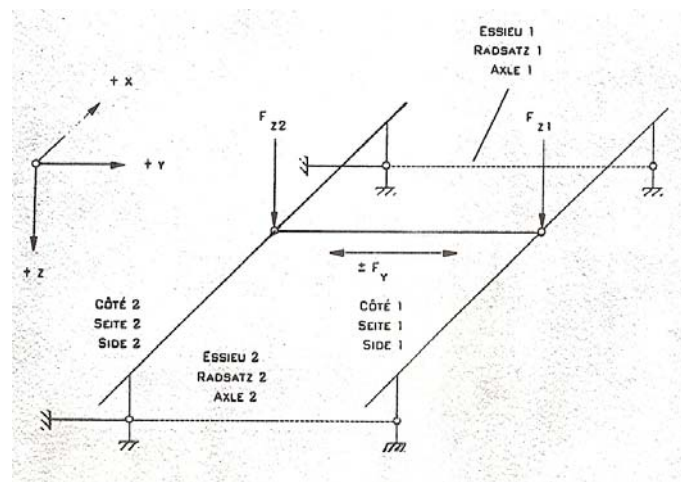


Figura 3. 6 - Condiciones de contorno para los ensayos

De él se deduce que se deben fijar los desplazamientos verticales en las suspensiones primarias y los desplazamientos según el eje transversal del bogie solamente en las suspensiones primarias de uno de los dos largueros.

3.2.2.- ENSAYOS ESTÁTICOS PARA CARGAS EXCEPCIONALES

El propósito de estos ensayos es verificar que no hay ningún riesgo de deformación permanente del bastidor de bogie cuando se somete a los efectos combinados de las máximas cargas que pueden ocurrir durante el servicio.

Los valores de las fuerzas usadas en estos ensayos se seleccionan con el objetivo de representar las máximas cargas que pueden ocurrir en servicio, excluyendo las cargas debidas a accidentes.

3.2.2.1.- DEFINICIÓN DE LAS CARGAS

Las fuerzas verticales, medidas en newtons, que deben ser utilizadas en el ensayo (calculadas a partir de las cargas excepcionales) vienen dadas por la siguiente fórmula:

$$F_{z_{1máx}} = F_{z_{2máx}} = \frac{1,4}{4} (m_{vc1} - 2 \cdot m^+) \cdot g \quad (3.2.2.1.1)$$

Esta fórmula es válida para todos los vehículos con cargas simétricas y en ella tenemos que:

m^+ : masa del bogie en kilogramos.

C_1 : carga de ensayo en kilogramos, calculada teniendo en cuenta que:

- Se tiene 1 pasajero por asiento.

- Se tienen 4 pasajeros por metro cuadrado en corredores, vestíbulos de entrada y compartimentos de servicio.
- Se tienen 300 kilogramos por metro cuadrado de compartimento de equipajes.
- La masa de cada pasajero, incluyendo el equipaje de mano, es de 80 kilogramos.

m_{vom} : masa del vehículo en orden de marcha (vacío) en kilogramos.

m_{vc1} : masa del vehículo en kilogramos con la carga de ensayo.

$$m_{vc1} = m_{vom} + C_1 \quad (3.2.2.1.2)$$

La fuerza transversal por bogie en newtons en el ensayo se toma igual a:

$$F_{y_{max}} = 2 \cdot \left(10^4 + \frac{m_{vc1} \cdot g}{12} \right) \quad (3.2.2.1.3)$$

Calculada a partir del límite de cambio de la vía de acuerdo con las teoría de Prud'homme.

Se considera el alabeo soportado por el bastidor del bogie como aquel que soporta cuando el bogie, montado con la suspensión, soporta una torsión de la vía máxima del 10 ‰.

Las fuerzas longitudinales no se simulan en el programa de ensayos estáticos.

En cualquier caso, el movimiento vertical de la rueda requerido para la aplicación de la torsión no debe exceder de la altura del raíl.

3.2.2.2.- REALIZACIÓN DE LOS ENSAYOS

El ensayo se debe realizar en un aparejo de pruebas que permita aplicar las fuerzas en las mismas localizaciones y distribuidas de la misma forma que ocurrirían durante el servicio, y de modo que se puedan simular correctamente el juego y las tolerancias asociadas con la suspensión y biela de arrastre.

El batidor de bogie debe equiparse con galgas extensiométricas y rosetas de galgas extensiométricas en todos los puntos que soportan grandes tensiones, particularmente en aquellas áreas donde se acumulen las tensiones.

3.2.2.3.- RESULTADOS A OBTENER

Después de realizar un ensayo con fuerzas iguales a la mitad de los valores de las diferentes combinaciones de fuerzas definidas en el primer punto de este apartado el límite elástico no debe ser excedido en ningún punto del bastidor.

El bastidor del bogie no debe mostrar ninguna deformación permanente después de quitar la carga.

Como la simulación estática de fuerzas excluye cualquier influencia de los efectos de inercia, que varía dependiendo de la posición en relación con las partes de la suspensión, los valores de las cargas definidas para los ensayos estáticos bajo cargas excepcionales se corresponden con la parte del bogie comprimida entre la suspensión primaria y la secundaria.

Como consecuencia de ello si se excede el límite elástico en aquellos componentes localizados por encima de la suspensión secundaria los ensayos se deben hacer de nuevo para estos componentes, reduciendo la fuerza transversal a la mitad.

3.2.3.- ENSAYOS ESTÁTICOS PARA SIMULAR LAS PRINCIPALES FUERZAS SUFRIDAS EN SERVICIO

Estos ensayos están diseñados para verificar la ausencia de cualquier riesgo de roturas por fatiga que puedan ocurrir bajo los efectos combinados de las principales fuerzas que se pueden encontrar en servicio (verticales, transversales, alabeo de la vía).

Los valores de las fuerzas usadas en estos ensayos se seleccionan con el objetivo de representar todas las cargas variables que soporta el bogie durante su vida útil.

3.2.3.1.- DEFINICIÓN DE LAS CARGAS

Las fuerzas verticales que se deben ejercer sobre los largueros en este ensayo vienen están definidas por la fuerza básica:

$$F_z = \left(\frac{m_{vom} + 1,2 \cdot C_2 - 2 \cdot m^+}{4} \right) \cdot g \quad (3.2.3.1.1)$$

Esta fórmula es válida para todos los vehículos con cargas simétricas.

En la fórmula anterior tenemos que:

C_2 : Carga de ensayo en kilogramos, calculada teniendo en cuenta que:

- Se tiene 1 pasajero por asiento.
- Se tienen 2 pasajeros por metro cuadrado en corredores, vestíbulos de entrada y compartimentos de servicio.
- Se tienen 300 kilogramos por metro cuadrado de compartimento de equipajes.
- La masa de cada pasajero, incluyendo el equipaje de mano, es de 80 kilogramos.

La fuerza transversal por bogie en newtons en el ensayo se toma igual a:

$$F_y = 0,5 \cdot (F_z + 0,5 \cdot m^+ \cdot g) \quad (3.2.3.1.2)$$

Se considera la torsión soportada por el bastidor del bogie como aquella que soporta cuando el bogie, montado con la suspensión, soporta una torsión de la vía máxima del cinco por mil.

3.2.3.2.- REALIZACIÓN DE LOS ENSAYOS

Para la correcta realización del ensayo, el aparejo de pruebas utilizado debe permitir aplicar las fuerzas en las mismas localizaciones y distribuidas de la misma forma que ocurrirían durante el servicio, y de modo que se puedan simular correctamente el juego y las tolerancias asociadas con la suspensión y la biela de arrastre.

Los ensayos incluyen someter al bastidor de bogie a diferentes casos de cargas que simularán:

- Circulación en vía recta.
- Circulación en vía curva.
- Variaciones en las fuerzas dinámicas debido a la rotación y a los rebotes.

El efecto de las curvas se traduce en una fuerza transversal y una rotación definido por un porcentaje α de las fuerzas verticales, donde $\alpha = 0,1$. Las variaciones dinámicas en las fuerzas se traducen en un rebote definido por un porcentaje β de las fuerzas verticales, donde $\beta = 0,2$.

Los diferentes casos de carga que se deben aplicar al bastidor de bogie se definen en la siguiente tabla:

Caso de carga	Fuerzas verticales sobre los largueros		Fuerza transversal ejercida sobre el bogie
	F_{z1}	F_{z2}	
1	F_z	F_z	0
2	$(1+\alpha-\beta) F_z$	$(1-\alpha-\beta) F_z$	0
3	$(1+\alpha-\beta) F_z$	$(1-\alpha-\beta) F_z$	$+ F_y$
4	$(1+\alpha+\beta) F_z$	$(1-\alpha+\beta) F_z$	0
5	$(1+\alpha+\beta) F_z$	$(1-\alpha+\beta) F_z$	$+ F_y$
6	$(1-\alpha-\beta) F_z$	$(1+\alpha-\beta) F_z$	0
7	$(1-\alpha-\beta) F_z$	$(1+\alpha-\beta) F_z$	$- F_y$
8	$(1-\alpha+\beta) F_z$	$(1+\alpha+\beta) F_z$	0
9	$(1-\alpha+\beta) F_z$	$(1+\alpha+\beta) F_z$	$- F_y$

Tabla 3. 1 - Casos de carga sobre el bastidor del bogie

Después de estos nueve casos de carga se deben realizar los ensayos para otros cuatro casos, obtenidos añadiendo a los casos 3, 5, 7 y 9 la torsión de la vía.

Para estos cuatro nuevos casos de carga la introducción de la torsión no debe modificar la suma de las fuerzas verticales.

3.2.3.3.- RESULTADOS A OBTENER

En cada punto de medida se deben medir las tensiones para cada caso de carga definido en el punto anterior.

De entre estos valores, la tensión mínima σ_{min} y la tensión máxima σ_{max} se utilizarán para determinar los siguientes parámetros:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{min} + \sigma_{max}}{2} \qquad \sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \qquad (3.2.3.3.1)$$

Las tensiones límite que deben observarse en cada punto de medida deben ser aquellas identificadas en los programas que aparecen el Apéndice 6 del Informe ERRI B12/RP17.

La hipótesis que se maneja en este informe es que, cuando aparece una grieta por fatiga en un punto de la estructura, ésta progresará en la dirección perpendicular a la dirección de la máxima tensión normal.

Para cada elemento se debe determinar esta dirección y la variación dinámica de la componente normal de la tensión aplicada en el elemento siguiendo los siguientes pasos:

1. Determinar las tensiones principales y sus correspondientes direcciones principales para cada uno de los casos de carga.
2. Buscar el caso de carga en el que se produzca la mayor tensión principal de tracción (σ_{\max}) y determinar su dirección.
3. Las tensiones de los restantes casos de carga se deben proyectar en esta dirección. El valor de la tensión mínima (σ_{\min}) será el menor valor obtenido de esta forma.
4. Se calculan las ya definidas tensiones media y alternante:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\min} + \sigma_{\max}}{2} \quad \sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

(3.2.3.3.2)

Por último se trasladan los puntos a un diagrama de Goodman que viene especificado por el mismo Informe ERRI B12/RP17. El diagrama de Goodman tiene el siguiente aspecto:

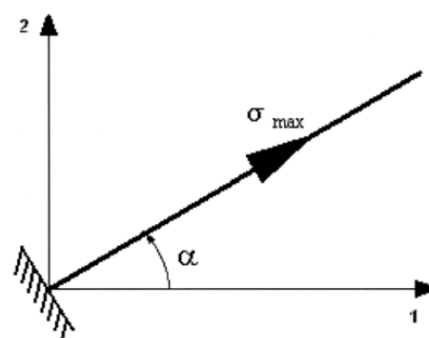


Figura 3. 7 - Dirección de la mayor tensión principal

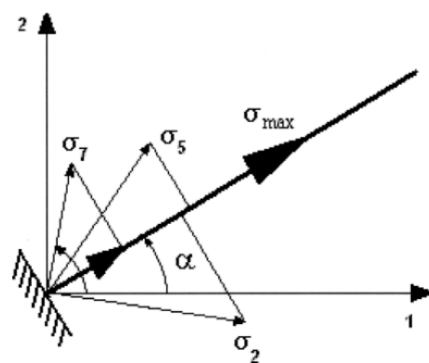


Figura 3. 8 - Proyección del resto de tensiones sobre la dirección de la mayor tensión principal

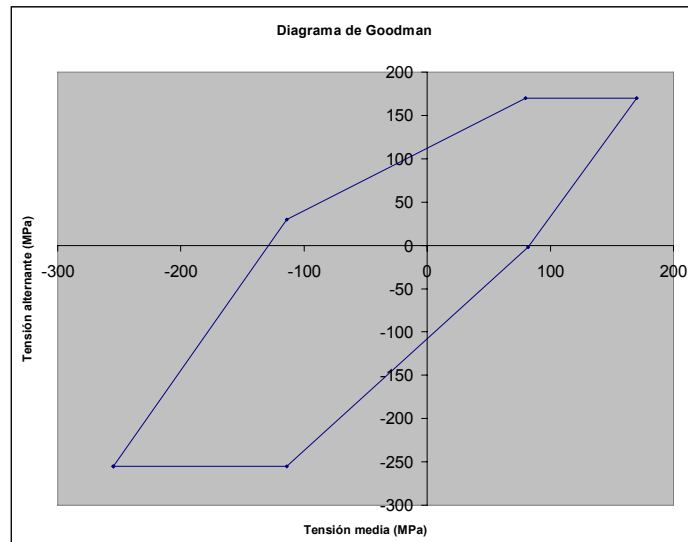


Figura 3. 9 - Diagrama de Goodman

Sin embargo, se permite sobrepasar estos límites de tensión hasta en un 20% en un número limitado de puntos de medida siempre y cuando estos puntos se controlen cuidadosamente durante los ensayos dinámicos de fatiga.

Si los límites permisibles se superan en más de un 20% en zonas del bogie por encima de la suspensión secundaria o en ella misma los ensayos se deberán repetir cambiando la fuerza transversal a la mitad de la utilizada anteriormente.

3.3.- NORMATIVA VIGENTE EN CUANTO A SEGURIDAD Y CONFORT

Para verificar las condiciones de seguridad y confort de los bogies se realizarán una serie de ensayos dinámicos acorde a las diferentes condiciones de funcionamiento posibles.

La normativa a utilizar para la validación de bogies remolques es la ficha técnica UIC 518-1, que se encuentra resumida a continuación.

La norma UIC 518 cubre todas las estipulaciones de los ensayos dinámicos en vía y el análisis de los resultados en términos de la homologación del material rodante (vehículos convencionales, vehículos con nuevas tecnologías y vehículos especiales) desde el punto de vista del comportamiento dinámico junto con la seguridad, la fatiga de las vías y comportamiento rodante de cara a los propósitos de aceptación del tráfico internacional.

El propósito de esta ficha es establecer las reglas que se deben seguir cuando se llevan a cabo ensayos de comportamiento dinámico junto con seguridad, fatiga de las vías y comportamiento rodante, y cuando se analizan los resultados para homologar material rodante ferroviario.

Los vehículos se aprueban en base a un código de práctica definido en esta ficha, respecto al diseño de alineación de las vías, la geometría de las vías y las condiciones de operación relacionadas que se deben cumplir en los ensayos de validación del vehículo.

3.3.1.- DEFINICIONES

3.3.1.1.- PARÁMETROS DE OPERACIÓN

- Velocidad límite de operación del vehículo: v_{lim}
- Insuficiencia permisible del peralte para la categoría ferroviaria en que va a operar el vehículo: I_{adm}

3.3.1.2.- PARÁMETROS DE LA VÍA

- N_L : Alineación vertical (mm)
- D : Alineación lateral (mm)
- E : Ancho (mm)
- g_b : Vuelta o giro ($\frac{mm}{m}$)

3.3.1.3.- PARÁMETROS DEL VEHÍCULO

- Las fuerzas de contacto entre el raíl y la rueda en dirección transversal Y y vertical Q , medidas en cada rueda.
- Las fuerzas trasversales medidas al nivel de los ejes de las cajas H . En este caso las fuerzas resultantes de los movimientos dinámicos del eje montado se ignoran.

- Las aceleraciones lineales medidas al nivel del bastidor del bogie, en la dirección transversal \ddot{y}^+ , y al nivel del cuerpo, por encima de los ejes o bogies, en las direcciones transversal \ddot{y}^* y vertical \ddot{z}^* .
- La aceleración trasversal medida al nivel del eje montado \ddot{y} .

3.3.1.4.- CONDICIONES DE CARGA

- Descargado en orden de marcha: estado de un vehículo libre de toda la carga neta para transportar, pero equipado con todos los elementos y manejado por el personal requerido para asegurar el servicio.
- Cargado en orden de marcha: estado de un vehículo cargado donde todas las plazas están ocupadas para las condiciones normales de operación; en el caso de transporte de viajeros, un vehículo con un nivel de confort correspondiente al tipo de tren que se va a operar (tren de viajeros, tren de parada, tren de largo recorrido).
- Carga extraordinaria: estado de un vehículo con la carga máxima. Para vehículos preparados para transporte de viajeros, esto ocurre cuando se general condiciones de transporte inusuales debido a sucesos inesperados y temporales.

3.3.1.5.- INTERACCIÓN ENTRE RUEDA Y CARRIL

El parámetro que mejor caracteriza la interacción del contacto rueda-carril es la conicidad equivalente ($\tan \gamma_e$) que, para un eje montado dado rodando sobre una vía dada, equivale a la tangente del ángulo del cono $\tan \gamma_e$ de un eje montado con perfil cónico cuyo movimiento transversal tiene

la misma longitud de onda del movimiento cinético que el eje montado bajo consideración.

La conicidad equivalente es una función de la amplitud máxima \hat{y} del movimiento transversal del eje montado: $\tan \gamma_e = f(\hat{y})$

En general, la conicidad equivalente se calcula para: $\hat{y} = \pm 3mm$.

3.3.2.- PROCEDIMIENTO DE ENSAYO

Cualquier homologación de un vehículo ferroviario desde el punto de vista del comportamiento dinámico debe estar basado en un ensayo a bordo (on-line), más que en la simulación, utilizando un procedimiento de ensayo definido por:

- las características geométricocualitativas de la vía,
- las características del vehículo,
- las condiciones operativas y las características de las zonas de ensayo:
 - en vía de alineación recta
 - en curvas de gran radio
 - en curvas de pequeño radio
- la condición del vehículo a considerar (vacío, cargado,...).

El vehículo ferroviario debe ser homologado para cada categoría de operación en la que sea usado.

De acuerdo con la naturaleza del procedimiento de homologación, que puede ser una extensión de la homologación, el procedimiento a aplicar se denominará:

- completo, teniendo en cuenta todas las condiciones de funcionamiento y todas las condiciones del vehículo,
- parcial, si sólo se tiene en cuenta una de esas condiciones

Para realizar este ensayo se necesita aplicar un método de medida que se conoce como:

- “normal” si se miden las fuerzas de interacción individuales entre rueda y carril Y y Q , y se calcula la relación Y/Q .
- “simplificado” si sólo se miden las fuerzas H y/o las aceleraciones en los ejes, el bastidor del bogie y la caja.

3.3.2.1.- MÉTODO A APLICAR

El método a aplicar en este caso se ha seleccionado teniendo en cuenta que se trata de:

- una mejora a un diseño ya realizado y utilizado,
- un vehículo convencional, ya que tiene un diseño convencional y están sujetos a arreglos de operación usuales.

Por estas razones, se ha decidido aplicar el método simplificado, de modo que se medirán únicamente las aceleraciones en los ejes, el bastidor del bogie y la caja.

Los métodos de medida simplificados se han desarrollado en base a la experiencia ganada en los ferrocarriles con vehículos convencionales, que se basan en las medidas de aceleración en el bastidor del bogie (\ddot{y}^+) y en la caja (\ddot{y}^* y \ddot{z}^*) para los vehículos con bogie.

Si se trata de un vehículo de pasajeros convencional, con bogies de 2 ejes y velocidad:

$$v \leq 200 \frac{km}{h} \quad (3.3.2.1.1)$$

la medida de las aceleraciones se debe realizar en la caja del vehículo y en los bogies.

3.3.3.- CONDICIONES DE ENSAYO

Las condiciones de funcionamiento durante los ensayos deben incluir todas las combinaciones en términos de:

- velocidad,
- insuficiencia de peralte,
- radio de curvatura.

En caso de uso exclusivamente doméstico, el ensayo debe hacerse aplicando sólo la inclinación de la vía utilizada en la red relevante para estudio.

La condición de carga para el vehículo debe ser descargado, en orden de marcha y con la carga normal.

La posición del vehículo en la unidad del tren, que en el caso de estudio es un vehículo remolcado, debe ser hacia la parte de atrás, con acoplamiento suelto.

Si es posible, el ensayo debe realizarse en las dos direcciones del viaje.

El raíl debe estar seco, y en cualquier caso las condiciones de la vía y las condiciones atmosféricas deben tener constancia en el informe.

La partición de las vías de ensayo en secciones se requiere para el análisis estadístico.

3.3.3.1.- ZONAS DE ENSAYO

La insuficiencia de peralte admisible (I_{adm}) reflejada en la selección de las secciones de ensayo se da en el Apéndice C, de acuerdo con las categorías ferroviarias.

El objeto de estudio entra dentro de la Categoría II – Trenes de pasajeros (diseño convencional), cuya velocidad cumple $v \leq 230 \frac{km}{h}$ sobradamente.

Dado que la norma UIC refleja los valores admisibles para ancho de vía internacional, para dicha categoría éste sería: $I_{adm} = 150mm$.

Sin embargo, el caso de estudio es el de un bogie que circula por una vía de ancho métrico, por lo que hay que hallar el valor correspondiente de la insuficiencia de peralte admisible.

La insuficiencia de peralte varía con el ancho de vía según los valores de la tabla siguiente.

	Anchos de vía		
	1676	1435	1000
I =	150 mm	130 mm	90 mm

**Tabla 3. 2 - Insuficiencia de peralte nominal
según el ancho de vía**

Es de suponer, que el cambio del valor para la insuficiencia de peralte admisible, para el caso de ancho de vía métrico, disminuirá en una cantidad proporcional.

La relación exacta que establece la dependencia de la insuficiencia de peralte se ha extraído de la referencia más adelante [9].

La fórmula de la insuficiencia de peralte en una curva es:

$$I = \frac{V^2}{R} \frac{S}{g} - h \quad (3.3.3.1.1)$$

Esto indica que la insuficiencia de peralte es una función tanto de la velocidad de circulación del tren (V), como de la distancia entre ejes de carriles (S , relacionada con el ancho de vía, ya que es la proyección horizontal), el radio de curvatura de la curva (R) y el peralte (h).

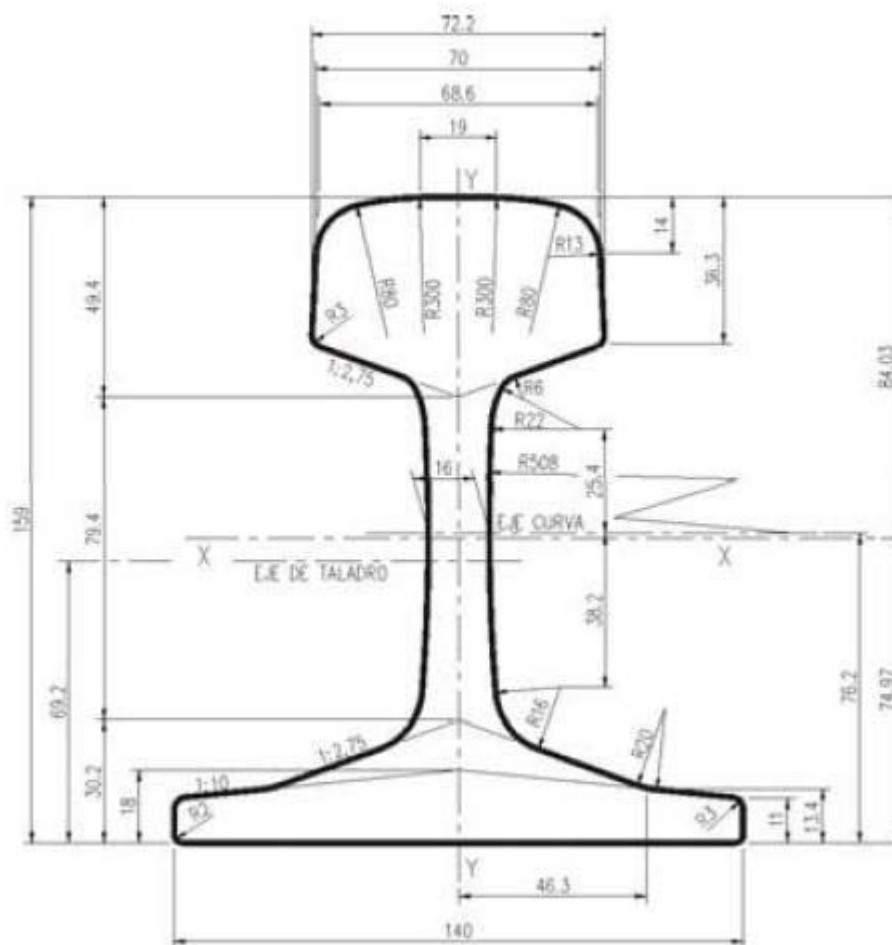
La fórmula que se utiliza para calcular la insuficiencia de peralte admisible es:

$$I = \frac{S}{g} \frac{\gamma_v}{(1 + \theta)} \quad (3.3.3.1.2)$$

donde los valores recomendados a sustituir son:

$\gamma_v = 1 \frac{m}{s^2}$	Aceleración total sobre el viajero
$\gamma_v = \gamma_{sc}(1 + \theta)$	Aceleración sin compensar
$\theta = 0,2 \frac{m}{s^2}$	<i>Souplesse</i> o coeficiente de flexibilidad

Para el cálculo de la distancia entre ejes de carriles (S), según la recomendación de la referencia [9], se considera que se trata de una vía con carril de 54 kg/ml, cuya cabeza mide 70 mm.



Para ancho métrico (1000 mm):

$$S = 35mm + 1000mm + 35mm = 1070mm$$

De este modo, sustituyendo todos los valores en la fórmula anterior, se obtiene el valor de la insuficiencia de peralte admisible para este trazado:

$$I_{adm} = \frac{S}{g} \frac{\gamma_v}{(1+\theta)} = \frac{1070mm}{9,81 \frac{m}{s^2}} \frac{1,2 \frac{m}{s^2}}{(1+0,2)} = 109mm$$

Este valor es mucho menor que el valor establecido para el ancho de vía internacional, debido a que la influencia del parámetro S es lineal, y, por tanto, la influencia del ancho de vía es parecida, aunque interviene el valor constante de la dimensión de la cabeza del carril.

Por ello, según la ficha técnica UIC 518, los valores entre los que debe estar la insuficiencia de peralte en el ensayo, para zonas con gran radio de curvatura, serán:

$$0,75I_{adm} \leq I \leq 1,10I_{adm} \Rightarrow 82mm \leq I \leq 120mm \quad (3.3.3.1.3)$$

Para el caso de otros tipos de carriles se tiene la tabla:



Perfil de vía	Perfil antiguo	Perfil nuevo	Altura mm	Pie mm	Cabeza mm	Alma mm	Resistencia $W_x = \text{cm}^2$	Peso kg/m
 Vignol ligera	S 7		65,0	50,0	25,0	5,000	15,20	6,75
	S 10		70,0	58,0	32,0	6,000	24,40	10,00
	S 14		80,0	70,0	38,0	9,000	36,90	14,00
	S 18		93,0	82,0	43,0	10,000	58,10	18,30
	S 20		100,0	82,0	44,0	10,000	66,80	19,80
 Vignol pesada	S 30	30 E 1	108,0	108,0	60,3	12,300	109,00	30,03
	S 33	33 E 1	134,0	105,0	58,0	11,000	155,00	33,47
	S 41/10	41 E 1	138,0	125,0	67,0	12,000	196,00	41,38
	S 41/14	40 E 1	138,0	125,0	67,0	12,000	196,00	40,95
	S 49	49 E 1	149,0	125,0	67,0	14,000	240,00	49,43
	S 54	54 E 3	154,0	125,0	67,0	16,000	262,00	54,54
	S 64		172,0	150,0	74,0	16,000	356,00	64,92
	UIC 54		161,0	125,0	67,0	16,000	276,37	53,81
	E	54 E 1	159,0	140,0	70,0	16,000	279,19	54,43
	UIC 54	60 E 1	172,0	150,0	72,0	16,500	333,50	60,34
	UIC 60		180,0	150,0	75,0	18,000	435,00	64,72
	R 65							

Tabla 3. 3 - Perfiles de vía tipo Vignol [12]

Para el caso de los perfiles de carril pesado más utilizados en España, las medidas son:

	Medidas fijas				
	Pesos	altura(h)	base(b)	cabeza(c)	alma(e)
Tipo	Kgs/Mt	mm	mm	mm	mm
RN 45	44,79	142	130	66,0	15,0
UIC 54	54,43	159	140	70,0	16,0
UIC 60	60,34	172	150	72,0	16,5

Tabla 3. 4 – Medidas de carriles pesados más utilizados

El otro tipo de vía considerado es un carril de vía clásico. Se trata de una vía con carril de 45 kg/ml, cuyo ancho de cabeza es de 66 mm a partir de los valores normalizados recogidos en la tabla anterior.

Para el cálculo de la distancia entre ejes de carriles (S), según la referencia [9], para ancho métrico (1000 mm):

$$S = 33mm + 1000mm + 33mm = 1066mm$$

De este modo, sustituyendo todos los valores en la fórmula anterior se obtiene el valor de la insuficiencia de peralte admisible para este trazado:

$$I_{adm} = \frac{S}{g} \frac{\gamma_v}{(1+\theta)} = \frac{1066mm}{9,81 \frac{m}{s^2}} \frac{1,2 \frac{m}{s^2}}{(1+0,2)} = 109mm$$

El resultado es un valor igual que en el caso del carril UIC-54 ya que los 4 mm de diferencia entre ambos carriles son despreciables frente a los 1000 mm del ancho de vía.

- *Zonas de vía en alineación recta y curvas de gran radio*

Velocidad de ensayo	$v = 1,1v_{lim}$	con $\min = v_{lim} + 10 \frac{km}{h}$
Insuficiencia de peralte	$I \leq 40mm$	
Número de secciones	$N \geq 25$	
Longitud de cada sección	$l = 250m$ 10% tolerancia	si $v_{lim} \leq 220 \frac{km}{h}$
Longitud mínima de la zona contando con todas las secciones $L = N \cdot l \geq 10km$		
Procesamiento estadístico		

- *Zona con grandes radios de curvatura*

Las curvas completas y las curvas de transición se procesan de forma separada.

Velocidad de ensayo	$v_{lim} \leq v \leq 1,1v_{lim}$	con tolerancia de $\pm 5 \frac{km}{h}$
Insuficiencia de peralte	$0,75I_{adm} \leq I \leq 1,10I_{adm}$	con tolerancia $\pm 0,05I_{adm}$

Los valores entre los que debe estar la insuficiencia de peralte en el ensayo, teniendo en cuenta los valores particulares para el caso de ancho de vía métrico serán:

$$0,75I_{adm} \leq I \leq 1,10I_{adm} \Rightarrow 82mm \leq I \leq 120mm \quad (3.3.3.1.4)$$

También hay datos concretos para el resto de valores en función de si son curvas completas o curvas de transición.

- *Zona con pequeños radios de curvatura*

Se clasifican en dos categorías según el radio de curvatura, que se procesan separadamente, así como las curvas de transición.

La calidad geométrica de la vía que se tiene en consideración es la que se corresponde con una velocidad de entre 80 km/h y 120 km/h, como se estipula en el Anexo D de la norma, que en este caso se sale ligeramente del rango de velocidades para el que va a funcionar el tren turístico.

- *Condiciones especiales (recomendado):*

El funcionamiento en vías de distribución a la máxima velocidad permitida por cada vía.

3.3.4.- REGISTRO DE LAS SEÑALES A MEDIR

Todas las magnitudes que se quieran procesar después de los ensayos serán registradas, y las que tengan un análisis inmediato (especialmente para las condiciones de seguridad) serán registradas con gráficas para facilitar su comprensión.

3.3.5.- MAGNITUDES DE EVALUACIÓN

La evaluación del comportamiento dinámico del vehículo (seguridad, fatiga de la vía y comportamiento en funcionamiento) deben estar basadas en la determinación de unas magnitudes de evaluación obtenidas de las magnitudes medidas.

En la ficha técnica UIC 518-1 aparecen recogidas las reglas del proceso para las señales medidas, según el método simplificado, así como los métodos de procesamiento de las magnitudes de evaluación, por sección y por zona de ensayo, los criterios de inestabilidad, y los valores límite para las magnitudes de evaluación por el método simplificado.

Estos valores, para un vehículo de viajeros, se pueden resumir en las siguientes tablas:

SEGURIDAD	Parámetro	Valor límite
Aceleraciones laterales en el bastidor del bogie	$(\ddot{y}_s^+)_{\text{lim}} = 12 - \frac{M_b}{5}$	
	Masa del bogie: $M_b [t]$	
Aceleraciones laterales en la caja del vehículo	Tramos rectos y curvas de gran radio	
	$(\ddot{y}_s^*)_{\text{lim}}$	$3 \frac{m}{s^2}$
	Curvas de radio pequeño	
	$(\ddot{y}_s^*)_{\text{lim}}$	$400m \leq R \leq 600m$ $2,8 \frac{m}{s^2}$
		$250m \leq R \leq 400m$ $2,6 \frac{m}{s^2}$
Aceleraciones verticales en la caja del vehículo	Suspensión en una etapa	
	$(\ddot{z}_s^*)_{\text{lim}}$	$4 \frac{m}{s^2}$
	Suspensión en dos etapas	
	$(\ddot{z}_s^*)_{\text{lim}}$	$3 \frac{m}{s^2}$
Inestabilidad	$(s\ddot{y}_s^*)_{\text{lim}} = \frac{(\ddot{y}_s^*)_{\text{lim}}}{2}$	$1,5 \frac{m}{s^2}$

CONFORT	Parámetro	Valor límite
Valor máximo de las aceleraciones	$(\ddot{y}_q^*)_{\text{lim}}$	$2,5 \frac{m}{s^2}$
	$(\ddot{z}_q^*)_{\text{lim}}$	$2,5 \frac{m}{s^2}$
Valores r.m.s. para las aceleraciones	Suspensión en condiciones normales	
	$(s\ddot{y}_q^*)_{\text{lim}}$	$0,5 \frac{m}{s^2}$
	$(s\ddot{z}_q^*)_{\text{lim}}$	$0,75 \frac{m}{s^2}$
Aceleración lateral quasi-estática	$(\ddot{y}_{qst}^*)_{\text{lim}}$	$1,5 \frac{m}{s^2}$

Tabla 3. 5 - Valores límite para las magnitudes de evaluación por el método simplificado

CAPÍTULO 4: INSTRUMENTACIÓN

4.1.- GALGAS EXTENSOMÉTRICAS

El primer objetivo del presente proyecto es el estudio de las condiciones de carga a las que está sometido un bogie de dos ejes de un vehículo ferroviario destinado a transporte de viajeros.

Para ello se han obtenido las tensiones en determinados puntos del bastidor del bogie del tren, mediante la técnica de extensometría bajo las hipótesis de sollicitaciones excepcionales y estáticas de simulación de esfuerzos principales encontrados según la ficha UIC 515-4 expuesta anteriormente.

Con objeto de cotejar los resultados obtenidos mediante las correspondientes simulaciones por elementos finitos, y en cumplimiento de la ficha UIC 515-4, es precisa la realización de los correspondientes ensayos para llevar a cabo las medidas de tensiones.

La realización de dichas medidas se basa en el uso de galgas extensiométricas pegadas de forma solidaria al acero en distintos puntos del bogie.

La arquitectura de medida tiene los siguientes niveles:

- Sensorización mediante galgas extensiométricas.
- Cableado con un puente que permite la compensación de las galgas en temperatura.

- Registrador propio de la casa *Graphtec* equipado con 20 canales de medida y una tarjeta de adquisición de datos.
- Ordenador portátil convencional, para recoger los datos de la tarjeta de adquisición y que tiene instalado el software propio de registro de datos.
- Análisis de los datos mediante tablas de *Excel*.

4.1.1.- ACERCAMIENTO TEÓRICO

4.1.1.1- CARACTERÍSTICAS FUNDAMENTALES

Las galgas extensiométricas son conductores dispuestos de forma que son sensibles a la deformación, lo que provocará cambios en sus dimensiones y por tanto en su resistencia. Tienen un eje activo (longitudinal) para el que la deformación es máxima, mientras que en el eje transversal es prácticamente insensible a la deformación.

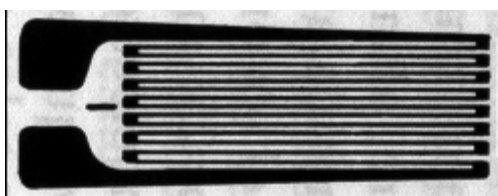


Figura 4. 1 - Ejemplo de galga impresa metálica

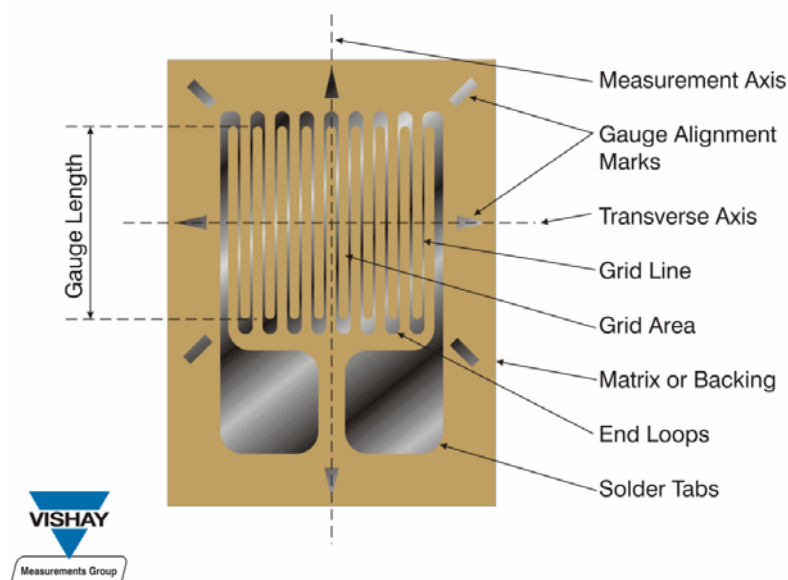


Figura 4. 2 - Terminología empleada por el fabricante de las galgas

Las galgas de tipo “circuito impreso” van pegadas a la superficie mediante un adhesivo especial. Este adhesivo debe ser elástico y estable tanto en tiempo como con la temperatura, para que la galga se deforme solidariamente con el material.

4.1.1.2.- DEFORMACIÓN

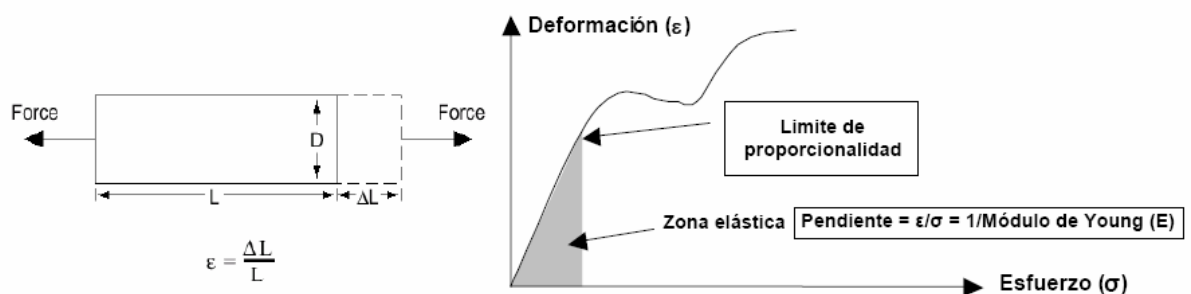


Figura 4. 3 - Relación deformación/esfuerzo

Según la Ley de Hooke [4]:

En la zona elástica del material, la deformación unitaria (ε) es proporcional a la tensión o esfuerzo (σ):

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{F / A}{E} \quad (4.1.1.2.1)$$

Además de la figura anterior, sabemos que:

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} \quad (4.1.1.2.2)$$

ε = Deformación unitaria. Aunque no tiene dimensiones, suele expresarse en microdeformaciones ($1 \mu\varepsilon = 10^{-6}$ m/m, es decir una deformación de una micra respecto a un metro).

F = Fuerza aplicada.

A = Sección del hilo.

E = Módulo de elasticidad o módulo de Young del material.

$\sigma = F/A$ = Esfuerzo axial.

Los cambios o incrementos de resistencia de una galga son muy pequeños, por lo que es preciso realizar el acondicionamiento de la señal con un puente de Wheastone.

Dependiendo de las necesidades y condiciones de las medidas se puede optar por emplear una, dos o cuatro galgas activas en el puente.

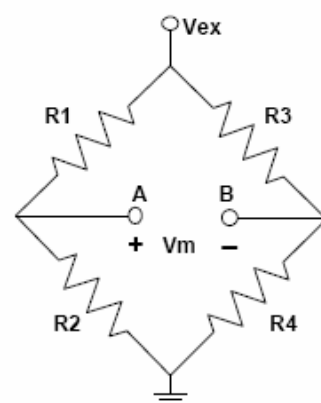


Figura 4. 4 - Puente de Wheastone

Las ramas del puente no ocupadas por galgas estarán ocupadas por resistencias fijas de alta precisión y estabilidad. Teniendo en cuenta que las condiciones de medida son estables en cuanto a temperatura no es preciso recurrir al uso de una galga tipo “dummy” para compensar en temperatura.

4.1.2.- SELECCIÓN DE LA GALGA

Para la elección de las galgas apropiadas se ha considerado:

Tensión máxima para cada eje de medida:	300 MPa
Módulo de Young del acero:	200 GPa
Coeficiente de dilatación del acero:	11 ppm/°C

Con estos datos y dada la ecuación: $\sigma = \varepsilon E$, se obtiene el valor de la elongación máxima:

$$\varepsilon = 1,5 \cdot 10^{-3} = 0,0015 = 1500 \mu\varepsilon$$

Se puede hacer uso de la galga CEA-06-250UW-350 cuyas características son:

CEA:	Galga de constantán de uso general
Temperatura de trabajo:	-75 °C a +175 °C
06:	Compensada en temperatura: 6 ppm/°F (11 ppm/°C)
250:	Longitud de la galga: 0.250" = 6,35 mm
UW:	Terminal integrado y encapsulado
350:	Resistencia nominal 350 ohmios
Factor de galga:	2.105
Elongación máxima:	3000 $\mu\varepsilon$

Tabla 4. 1 – Características de la galga CEA-06-250UW-350

Para esta galga se tiene una variación máxima de resistencia de 1.05 Ω para una elongación de 1500 $\mu\varepsilon$.

4.1.3.- PUNTOS DE MEDIDA Y POSICIONAMIENTO

En las siguientes figuras se observan los conjuntos de bastidor, la estructura, la suspensión secundaria y el conjunto de traviesa flotante.

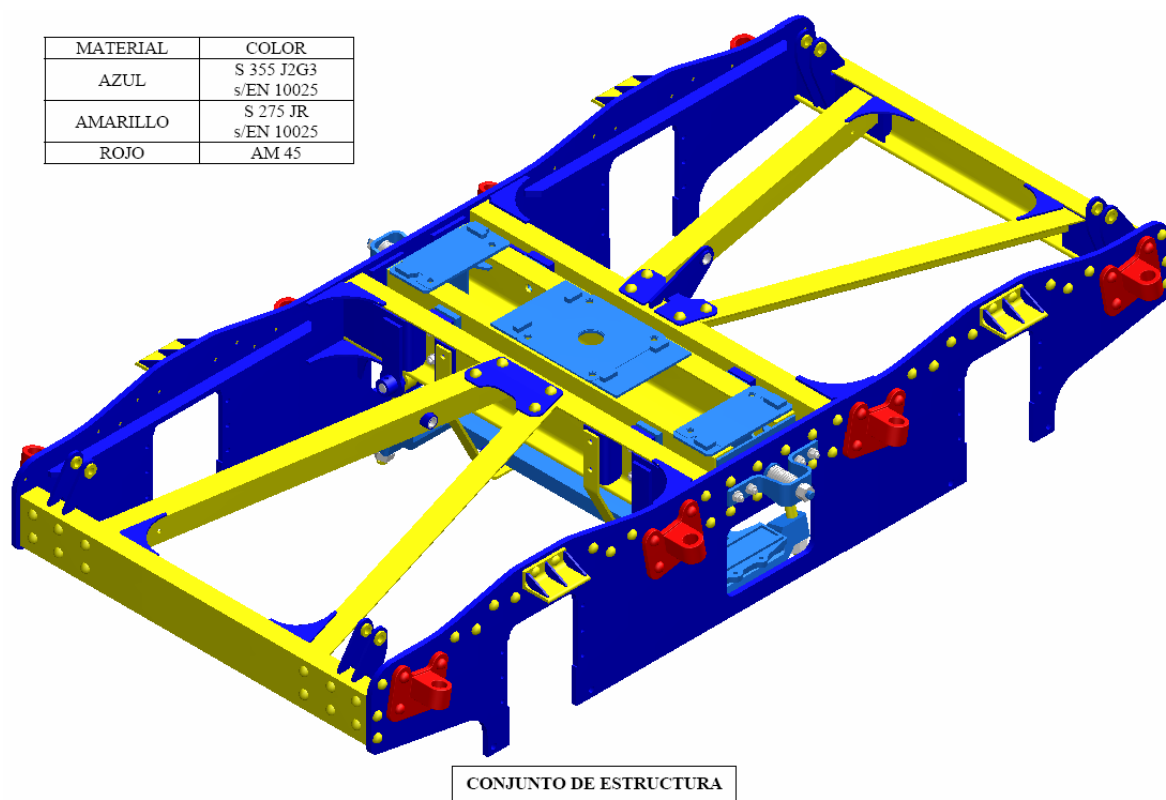


Figura 4. 5 - Conjunto de estructura

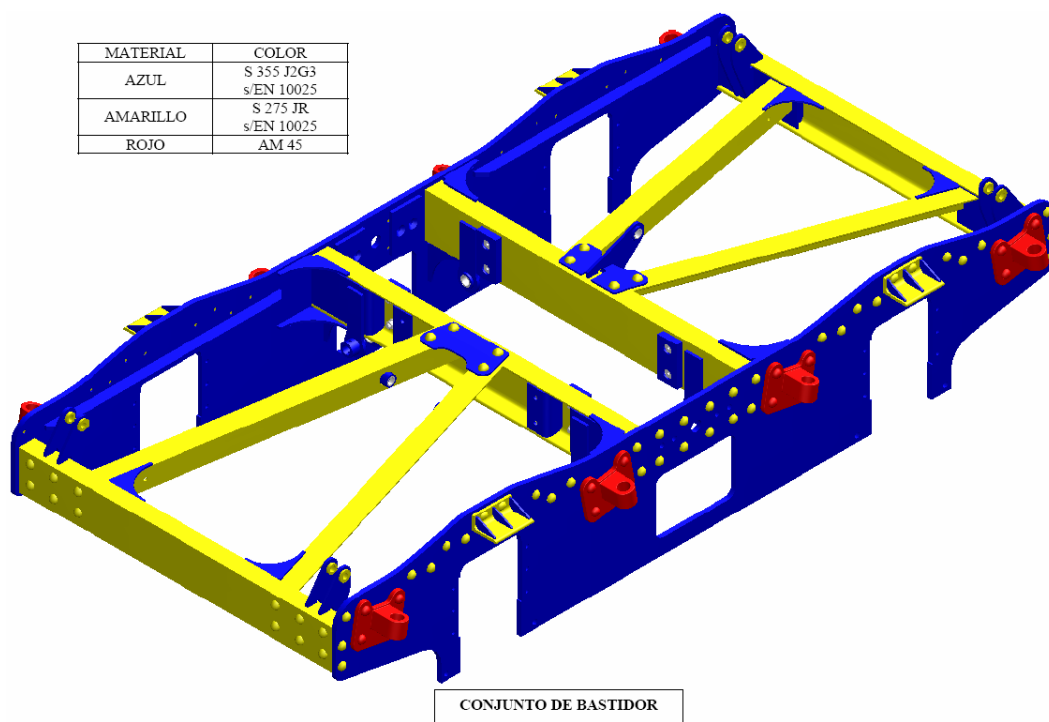


Figura 4. 6 - Conjunto de bastidor

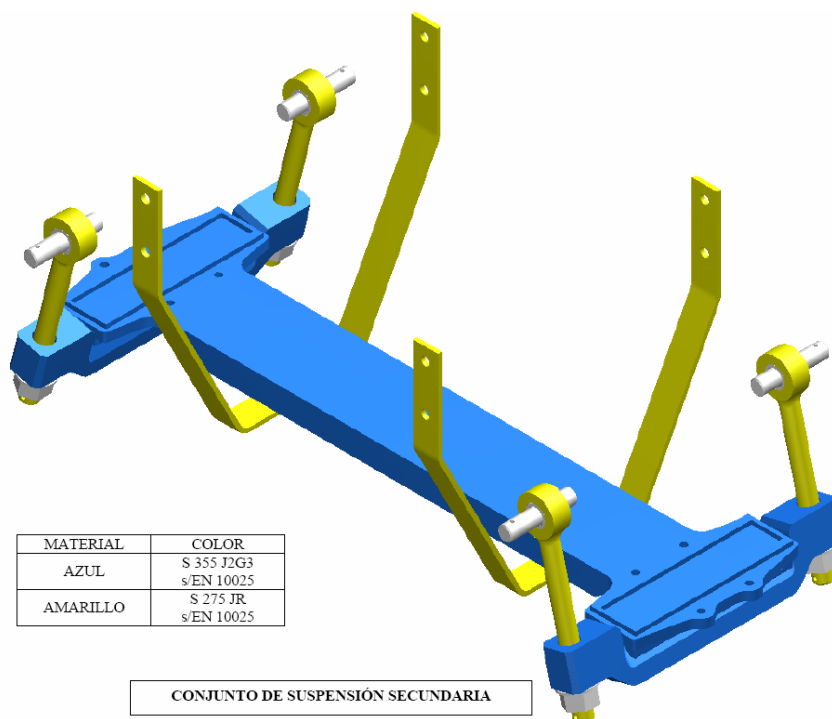


Figura 4. 7 - Suspensión secundaria

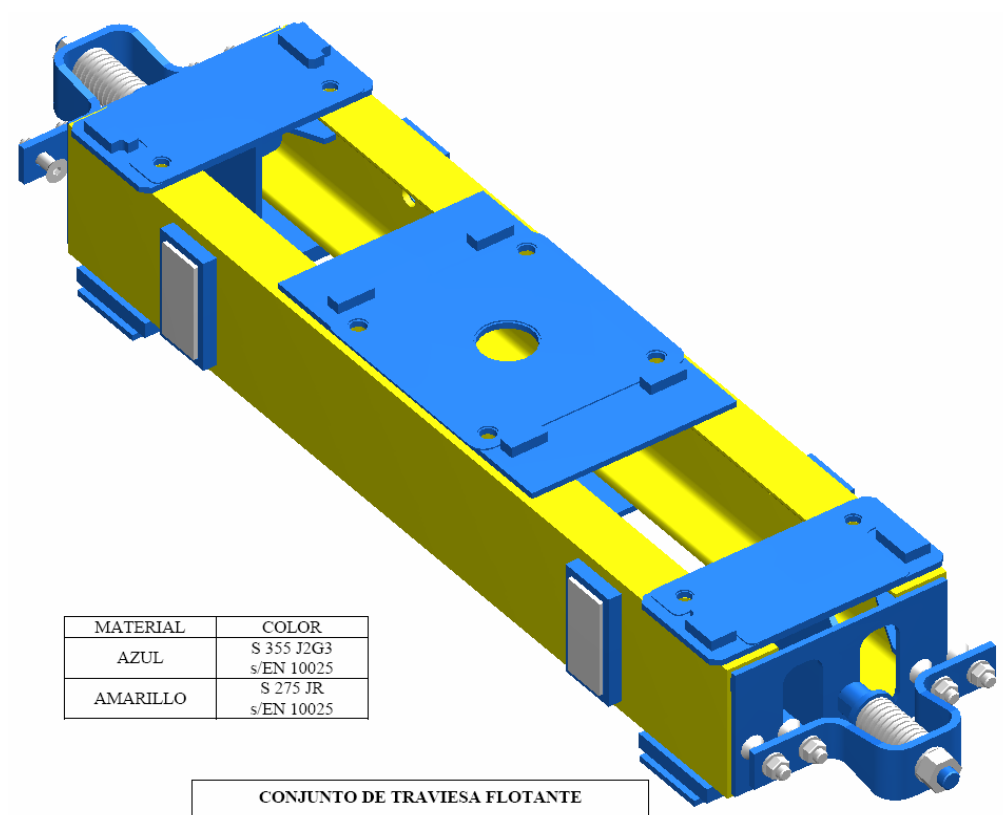


Figura 4. 8 - Traviesa flotante

Se utilizarán 20 canales de medida instrumentados mediante galgas extensiométricas.

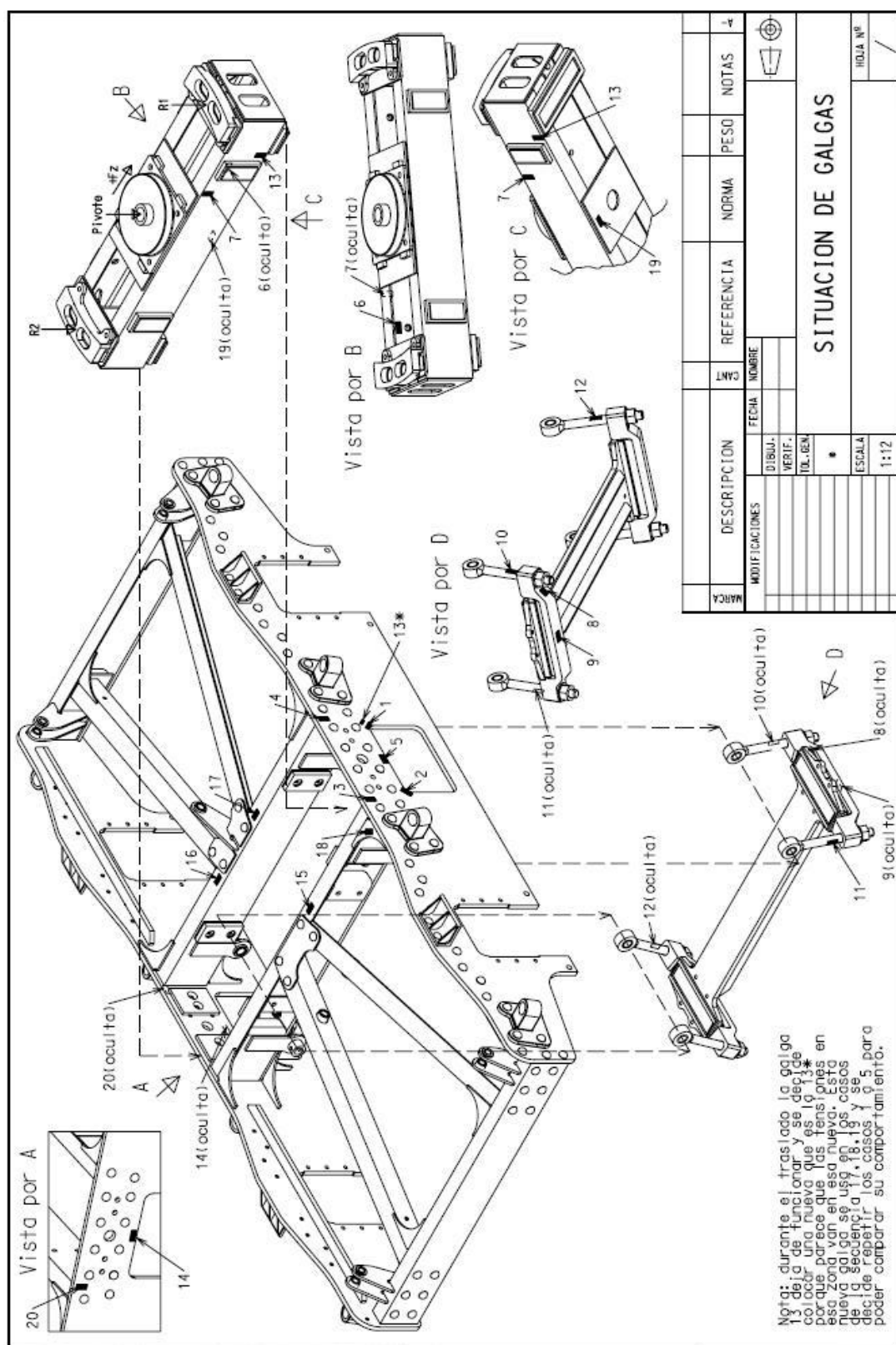


Figura 4. 9 - Puntos de medida (posición de las galgas)

Las fotografías mostradas a continuación muestran los lugares previstos para la instalación de las distintas galgas.



Figura 4. 10 – Situación de las galgas 1 a 5

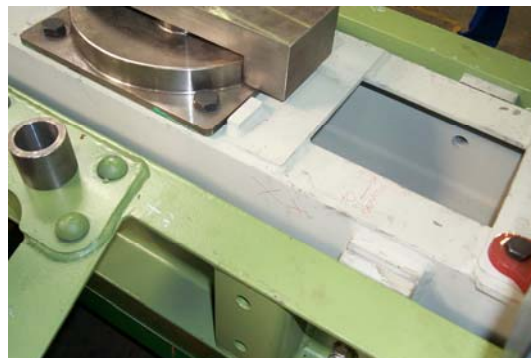


Figura 4. 11 – Situación de las galgas 6 y 7



Figura 4. 12 – Galgas 8 y 9 vista interior



Figura 4. 13 – Situación de las galgas 10, 11 y 12 en los tirantes

La posición prevista para la galga número 13 exigía desmontar el conjunto de traviesa flotante teniendo el riesgo añadido de que una vez pegada la galga y debido a la manipulación de la traviesa y su instalación quedase inservible.



**Figura 4. 14 – Lugar previsto para
instalar la galga 13**



**Figura 4. 15 – Situación de las galgas 15,
16 y 17**

La galga número 13 se pegó finalmente en la posición perpendicular a la galga número 2, de modo que fuera posible medir las tensiones en ambas direcciones en ese concentrador de tensiones.

4.1.4.- PROCESO DE INSTALACIÓN

Para garantizar y maximizar la precisión de la medida es preciso realizar una serie de pasos para preparar y acondicionar la superficie sobre la que va pegada la galga.

Los pasos a seguir son:

1. Lijar con lijadora eléctrica para eliminar la imprimación del bogie.
2. Desengrasar la superficie con CSM-1A.
3. Aplicar acondicionador MCA (ácido) para limpiar la superficie.
4. Lijar con lija de grano 220–320 y terminar con grano 320–400, mojando la superficie con el mismo acondicionador del punto 2. Secar con gasa limpia de una sola pasada.
5. Trazar los ejes con lápiz semiduro o bolígrafo, limpiando a continuación con un bastoncillo impregnado en ácido.
6. Usar neutralizador 5A (base alcalina) y secar con gasa limpia de una pasada.
7. Coger la galga con cinta adhesiva.
8. Pegar la galga sobre la superficie. Levantar por el lado contrario a los pads.
9. Aplicar capa muy fina de catalizador sobre la galga.
10. Aplicar pegamento sobre la superficie y pegar.

Una vez pegadas las galgas se procede a soldar los cables a los pads. Las galgas utilizarán una longitud de cable de 3 – 5 m.

El siguiente paso consiste en comprobar cada uno de los cables. Para ello se monta un adaptador con el que se realiza la medida entre los distintos hilos del cable.

Se comprueban todos y cada uno de los cables y el correcto funcionamiento del equipo y las galgas, y se procede a la calibración y ajuste de cero del mismo.



Figura 4. 16 – Cableado de los sensores



Figura 4. 17 – Equipo de registro



**Figura 4. 18 – Banco de pruebas.
Fuerza transversal**



**Figura 4. 19 – Banco de trabajo.
Esfuerzo aplicado Pivote**

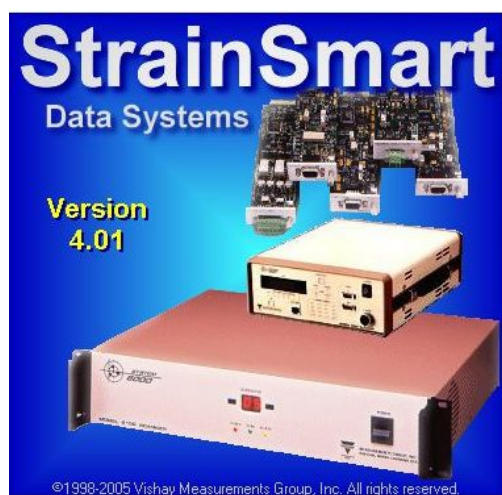


Figura 4. 20 – Banco de trabajo. Esfuerzo sobre resbaladera.



Figura 4. 21 – Banco de pruebas completamente instalado

4.1.5.- EQUIPO DE MEDIDA



El equipo empleado para la realización y registro de los datos es el equipo *System 5100A* de *Vishay* junto con un equipo PC portátil y una tarjeta de adquisición específica.

El software que gestiona toda la adquisición es el *Strain Smart 5000* también de *Vishay*.

Figura 4. 22 – Software de adquisición

El primer paso para la configuración del equipo pasa por definir el tipo de galga que se va a emplear, para lo que se introducen todos los datos que entrega el fabricante relacionados con las galgas.

The screenshot shows a software window titled 'Sensors'. It has a toolbar with icons for Uniaxial, Tee, Rectangular, Delta, =MM= TG, Transducer, Thermocouple, and High Level. The 'Uniaxial' icon is selected. The main area is titled 'Uniaxial Strain Gage Sensor'. It contains several input fields: 'Descriptor' (Galgas-G1), 'Gage Factor' (2.105), and 'Resistance' (350 Ohms). There is a small image of a strain gage. Below these are 'Optional Gage Information' fields: 'Gage Type' (Uniaxial - 350 Ohm Proposito general), 'Lot No' (A66AD927), 'Code' (171415), and 'Batch' (c1409566). At the bottom, there are 'Thermal Effects' fields: 'Eto =' (a polynomial equation), 'Gage Factor TC' (1.2 (%/100°C)), and 'Valid from' (-100 to 250 °C). There are buttons for 'Data...', 'Plot...', 'Close', 'Apply', 'New', 'Delete', and 'Help'. A status bar at the bottom shows '3/3'.

Figura 4. 23 – Parámetros de las galgas empleadas

Se dispone de galgas que pertenecen a tres lotes distintos por lo que es necesario repetir el paso anterior dos veces más.

Sensors

Uniaxial Tee Rectangular Delta =MM= TG Transducer Thermocouple High Level

Uniaxial Strain Gage Sensor

Descriptor: Galgas -G2

Gage Factor: 2.105

Resistance: 350 Ohms

Optional Gage Information:

Gage Type: Uniaxial - 350 Ohm Proposito general Lot No: A66AD916

Code: 172214 Batch: CF408009

Thermal Effects:

Eto = $-7.79E+1 + 5.07E+0 T + -8.34E-2 T^2 + 3.99E-4 T^3 + -4.66E-7 T^4$ °C

Gage Factor TC: 1.2 (%/100°C) Valid from 0 to 100 °C

Close Apply New Delete 2/3 Help

Figura 4. 24 – Parámetros de las galgas del segundo lote

Sensors

Uniaxial Tee Rectangular Delta =MM= TG Transducer Thermocouple High Level

Uniaxial Strain Gage Sensor

Descriptor: Galgas -G3

Gage Factor: 2.105

Resistance: 350 Ohms

Optional Gage Information:

Gage Type: Uniaxial - 350 Ohm Proposito general Lot No: A66AD930

Code: 171216 Batch: CF412083

Thermal Effects:

Eto = $-5.62E+1 + 3.97E+0 T + -7.59E-2 T^2 + 3.56E-4 T^3 + -3.92E-7 T^4$ °C

Gage Factor TC: 1.2 (%/100°C) Valid from 0 to 100 °C

Close Apply New Delete 1/3 Help

Figura 4. 25 – Parámetros de las galgas del tercer lote

Una vez introducidos todos los datos de las galgas hay que proceder a la asignación de la galga empleada a cada canal de medida.

All Channels Strain Gage Thermocouple High Level LVDT						
	Card Type	Status	Channel	Scanner ID	Card	Assignment Descriptor
▶	Strain Gage	Offline	1	1	1	Channel 1 with Galgas-G1 sensor
▶	Strain Gage	Offline	2	1	1	Channel 2 with Galgas-G1 sensor
▶	Strain Gage	Offline	3	1	1	Channel 3 with Galgas-G1 sensor
▶	Strain Gage	Offline	4	1	1	Channel 4 with Galgas-G1 sensor
▶	Strain Gage	Offline	5	1	1	Channel 5 with Galgas-G1 sensor
▶	Strain Gage	Offline	6	1	2	Channel 6 with Galgas-G1 sensor
▶	Strain Gage	Offline	7	1	2	Channel 7 with Galgas-G1 sensor
▶	Strain Gage	Offline	8	1	2	Channel 8 with Galgas-G1 sensor
▶	Strain Gage	Offline	9	1	2	Channel 9 with Galgas-G1 sensor
▶	Strain Gage	Offline	10	1	2	Channel 10 with Galgas-G1 sensor
▶	Strain Gage	Offline	11	1	3	Channel 11 with Galgas-G1 sensor
▶	Strain Gage	Offline	12	1	3	Channel 12 with Galgas-G1 sensor
▶	Strain Gage	Offline	13	1	3	Channel 13 with Galgas -G3 sensor
▶	Strain Gage	Offline	14	1	3	Channel 14 with Galgas-G1 sensor
▶	Strain Gage	Offline	15	1	3	Channel 15 with Galgas-G1 sensor
▶	Strain Gage	Offline	16	1	4	Channel 16 with Galgas-G1 sensor
▶	Strain Gage	Offline	17	1	4	Channel 17 with Galgas-G1 sensor
▶	Strain Gage	Offline	18	1	4	Channel 18 with Galgas-G1 sensor
▶	Strain Gage	Offline	19	1	4	Channel 19 with Galgas -G3 sensor
▶	Strain Gage	Offline	20	1	4	Channel 20 with Galgas-G1 sensor

Figura 4. 26 – Asignación de canal y tipo de sensor

4.2.- ACELERÓMETROS

El segundo objetivo del presente proyecto es el estudio de las condiciones de seguridad y calidad de la marcha de un bogie de dos ejes de un vehículo ferroviario destinado a transporte de viajeros.

Para ello se han obtenido las aceleraciones en determinados puntos del bastidor del bogie del tren y de las cajas, bajo las hipótesis de carga máxima y tara, según la ficha UIC 518 expuesta anteriormente.

Con objeto de cotejar los resultados obtenidos mediante las correspondientes pruebas en vía, y en cumplimiento de la ficha UIC 515-4, es precisa la realización de un programa adecuado para analizar los valores de aceleración registrados.

La realización de dichas medidas, por tanto, se basa en el uso de acelerómetros unidireccionales pegados de forma solidaria al acero en distintos puntos del bogie y al suelo de la caja del vehículo.

La arquitectura de medida tiene los siguientes niveles:

- Sensorización mediante acelerómetros unidireccionales.
- Cableado y acondicionamiento de la señal mediante un acondicionador.
- Dos registradores comerciales equipados con 8 y 16 canales de medida, respectivamente.
- Ordenador portátil convencional, para recoger los datos almacenados en los registradores.

- Análisis de los datos mediante un programa informático desarrollado mediante *Matlab*.

4.2.1.- CARACTERÍSTICAS FUNDAMENTALES

Los acelerómetros utilizados son del tipo del que se muestra en la figura siguiente:

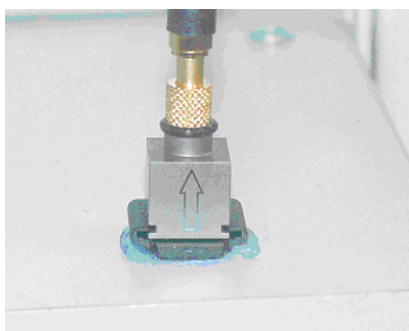


Figura 4. 27 – Vista del acelerómetro



Figura 4. 28 – Sensor acelerómetro con su carta de calibración y caja

Cada uno de los acelerómetros tiene un número de serie. El fabricante nos hace entrega del certificado de calibración que corresponde a cada sensor.

Este dispositivo necesita un acondicionador de señal.



Figura 4. 29 – Acondicionador de señal para acelerómetro

El acondicionador de señal es un amplificador de instrumentación con una pequeña batería, lo cual proporciona una cierta autonomía para la realización de las medidas así como una alimentación estable durante el proceso de registro de la señal.



Figura 4. 30 – Vista interior del acondicionador

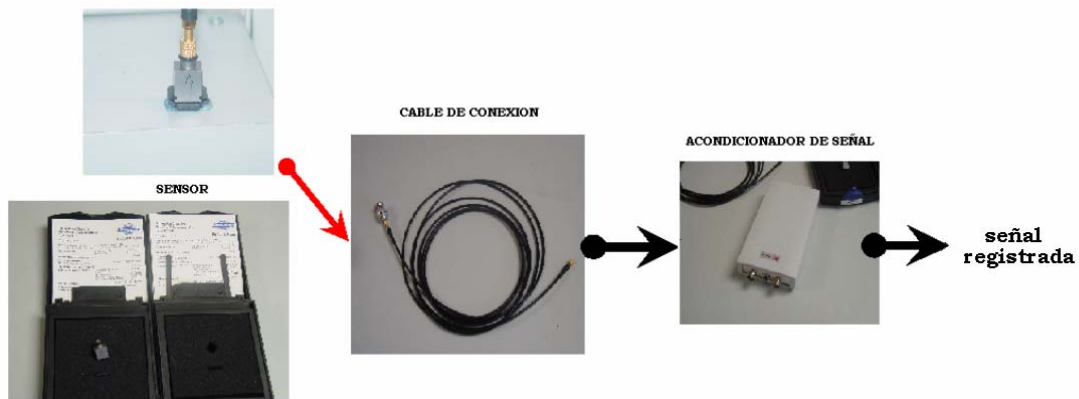


Figura 4. 31 – Diagrama de conexión del acelerómetro

Estos acelerómetros tienen un rango de medida de $\pm 7g$; teniendo en cuenta que su sensibilidad está en torno a 1000 mV/g es preciso configurar la tarjeta de adquisición para un rango de entrada de $[-10, +10]$, ya que la tarjeta de adquisición tiene una resolución de 16 bits se pueden medir variaciones de 1 mili-g.

Los acelerómetros tienen suficiente rango de medida para las magnitudes límite: $0,5 \text{ ms}^{-2} - 12 \text{ ms}^{-2}$, ya que el límite inferior de medida es: $f_{\min} = 0,4 \text{ Hz}$. Los acelerómetros aguantan hasta un impacto de $5000g$.

4.2.2.- ALIMENTACIÓN

Debido a los problemas de alimentación en los trenes se plantea la posibilidad de alimentar los sistemas con baterías de plomo. Estas baterías alimentan, por un lado, los acondicionadores de señal dotándolos de autonomía suficiente para varias jornadas de medida.

Por otro lado se alimenta el equipo portátil de adquisición compuesto por la tarjeta de adquisición y el PC dotando al sistema completo de la autonomía suficiente para la jornada de registro.

Al contar con un equipo generador se restringe el uso de las baterías a aquellos casos de difícil acceso de la alimentación o en caso de fallo de la alimentación 220 Vac.

4.2.3.- PUNTOS DE MEDIDA Y POSICIONAMIENTO

De acuerdo a las necesidades de las pruebas y del vehículo, se disponen los acelerómetros según se muestra en la siguiente imagen:

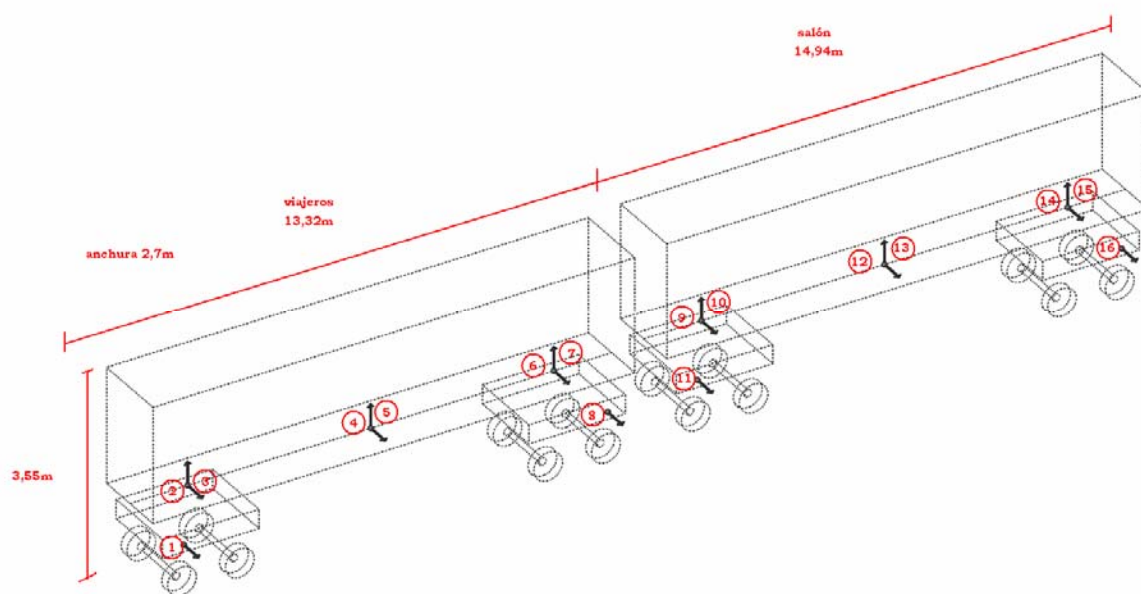


Figura 4. 32 – Distribución de los sensores en los bogies

Las señales se distribuyen en dos equipos de registros, el primero de ellos dispone de ocho canales. Se toman los acelerómetros del 1 al 7 y se reserva el canal 8 para la señal producida en el taco, señal de velocidad.

El segundo equipo es un registrador de dieciséis canales en el que se conectan los acelerómetros del 8 al 16 (9 sensores) dejando el canal 10 del registrador para la señal de velocidad.

Cada acelerómetro tiene su carta de calibración por lo que hay que configurar cada canal del registrador para un determinado sensor, de lo contrario en cada ocasión hay que reprogramar el sistema.

Registrador de 16 canales			
Canal del registrador	Nº serie del acelerómetro	Sensibilidad (mV/ms ⁻²)	V _{max} (V)
Canal 1	30139	101.9	7.133
Canal 2	30124	99.92	6.994
Canal 3	30132	120.3	7.161
Canal 4	30121	100.5	7.035
Canal 5	30103	109.8	7.686
Canal 6	30134	101.6	7.112
Canal 7	30138	99.65	6.976
Canal 8	30104	99.48	6.964
Canal 9	30140	102.0	7.140
Canal del registrador	Sensor	Relación (V (km/h))	V _{max} (V)
Canal 10	Tacómetro	10	10

Tabla 4. 2 – Registrador 16 canales. Relación canales - acelerómetros

Registrador de 8 canales			
Canal del registrador	Nº serie del acelerómetro	Sensibilidad (mV/ms ⁻²)	V _{max} (V)
Canal 1	30137	100.3	7.02
Canal 2	30122	97.87	6.85
Canal 3	30136	101.8	7.161
Canal 4	30123	100.5	7.035
Canal 5	30105	99.53	7.686
Canal 6	30135	100.6	7.112
Canal 7	30126	97.01	6.976
Canal del registrador	Sensor	Relación (V (km/h))	V _{max} (V)
Canal 10	Tacómetro	10	10

Tabla 4. 3 – Registrador 8 canales. Relación canales-acelerómetros

La correspondencia entre los acelerómetros, los registradores y sus respectivos canales queda recogida en la siguiente tabla:

Registrador	Canal	Nº sensor	Situación
8 canales	1	6	Eje vertical caja próximo enganche central
8 canales	2	1	Bogie exterior viajeros
8 canales	3	2	Eje vertical caja exterior viajeros
8 canales	4	3	Eje transversal caja exterior viajeros
8 canales	5	5	Eje transversal centro caja viajeros
8 canales	6	7	Eje transversal interior caja viajeros
8 canales	7	4	Eje vertical centro caja viajeros
8 canales	8	Tacómetro	
16 canales	1	8	Bogie pasajeros próximo enganche común
16 canales	2	11	Bogie restaurante próximo enganche común
16 canales	3	9	Eje vertical de caja próximo enganche
16 canales	4	10	Eje transversal caja próximo enganche
16 canales	5	12	Eje vertical centro caja restaurante
16 canales	6	13	Eje transversal centro caja restaurante
16 canales	7	14	Eje vertical exterior caja restaurante
16 canales	8	15	Eje horizontal exterior caja restaurante
16 canales	9	16	Bogie restaurante
16 canales	10	Tacómetro	Rueda

Tabla 4. 4 – Relación canales – acelerómetros con vagón de pasajeros y restaurante en carga

Se realizaron, varias jornadas de medidas, cada una de ellas con una configuración distinta de los vagones y distintas condiciones de carga.

En la primera jornada se realizaron circulaciones con la configuración compuesta de un coche de pasajeros y un coche – restaurante, en condiciones de carga máxima.

En la segunda jornada de medidas, las circulaciones se realizaron con la configuración de dos coches de pasajeros, uno de ellos equipado

con los bogies antiguos actualmente en uso y el otro con los bogies de nueva creación.

En este caso, por tanto, se sustituyo el vagón restaurante por un vagón de pasajeros con bogies antiguos y se quitó el lastre.

Registrador	Canal	Nº sensor	Situación
8 canales	1	6	Eje vertical caja próximo enganche central
8 canales	2	1	Bogie exterior viajeros
8 canales	3	2	Eje vertical caja exterior viajeros
8 canales	4	3	Eje transversal caja exterior viajeros
8 canales	5	5	Eje transversal centro caja viajeros
8 canales	6	7	Eje transversal interior caja viajeros
8 canales	7	4	Eje vertical centro caja viajeros
8 canales	8	Tacómetro	
16 canales	1	7	Bogie pasajeros próximo enganche común
16 canales	2	8	Bogie pasajeros-2 próximo enganche común
16 canales	3	9	Eje vertical de caja pasajeros-2 próximo enganche
16 canales	4	10	Eje transversal caja pasajeros-2 próximo enganche
16 canales	5	11	Eje vertical centro caja pasajeros-2
16 canales	6	12	Eje transversal centro caja pasajeros-2
16 canales	7	13	Eje vertical exterior caja pasajeros-2
16 canales	8	14	Eje horizontal exterior caja pasajeros-2
16 canales	9	15	Bogie
16 canales	10	Tacómetro	Rueda

Tabla 4. 5 – Relación canales – acelerómetros con vagones de pasajeros sin carga

4.2.4.- PROCESO DE INSTALACIÓN

En el presente apartado se realiza una breve descripción de la instalación donde se describe la forma y solución adoptada para la colocación de los sensores.

La instalación de los sensores para la medida de las aceleraciones en el eje transversal y vertical se realiza sobre escuadras metálicas que hacen de soporte a las bases de los acelerómetros.

Se procede en primer lugar a una limpieza y desengrasado de la superficie para después aplicar el adhesivo sobre una de las superficies y el catalizador sobre la otra. La elección de estas escuadras permite montar en el mismo elemento los acelerómetros de medida vertical y horizontal. Al entrar en contacto el cianocrilato con el catalizador se produce la cristalización y el pegado instantáneo de los soportes y bases.

Los acelerómetros situados en los bogies se fijan empleando el mismo método, aunque como medida extra se recubre la parte exterior con “cinta americana”.

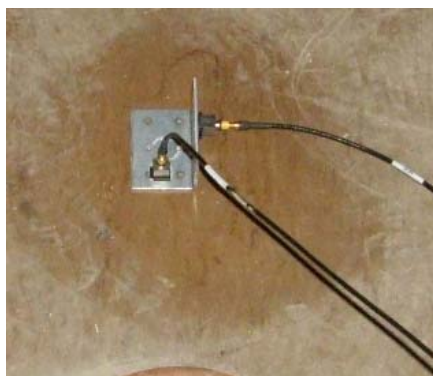


Figura 4. 33 – Vista superior de acelerómetro en el interior del vagón



Figura 4. 34 – Vista lateral de acelerómetro en el interior del vagón

En el interior de cada vagón (tanto de pasajeros como restaurante) se instalaron 3 parejas de sensores para medida de aceleraciones 3 para la aceleración vertical y otros 3 para la medida de las aceleraciones horizontales; en el exterior de cada vagón se instalaron dos acelerómetros situados en los bogies exteriores.



Figura 4. 35 – Vista de instalación de acelerómetro exterior



Figura 4. 36 – Vista de acelerómetro en vagón de pasajeros

Para la medida de la velocidad se empleo una célula fotoeléctrica con un catadióptrico. La señal proporcionada por el sensor es leída por un módulo que la acondiciona y la convierte, mediante la configuración pertinente del módulo, a una corriente proporcional a la velocidad medida

en km/h, la salida de este módulo se entrega a un módulo conversor que transforma la corriente en una tensión proporcional a la velocidad medida.

Así, se obtiene una señal cuadrada con pulsos por cada vuelta de la rueda. Con los datos del diámetro de las ruedas es muy sencillo obtener la distancia recorrida en cada instante, lo cual es muy interesante a la hora de saber en cada momento en qué punto del recorrido se encuentra el tren y, por tanto, a qué tipo de tramo de vía se corresponde cada medida.

Para la frecuencia de muestreo de 500 Hz, la velocidad máxima a la que se asegura una buena medida con un diámetro de rueda de 75 cm es superior a la velocidad máxima que puede alcanzar el tren, por lo que es suficiente.



Figura 4. 37 – Fococélula de reflexión y catadióprico para medida de velocidad



Figura 4. 38 – Módulo conversor I-V y visualización



Figura 4. 39 – Equipo de registro de datos de 16 canales



Figura 4. 40 – Equipo de registro de datos de 8 canales

4.2.5.- EQUIPO DE MEDIDA

El sistema de adquisición previsto inicialmente para la realización de los trabajos estaba compuesto por un equipo PC convencional, una tarjeta de adquisición de datos de la casa *National Instrument* junto a los acelerómetros *DeltaTron* tipo 4508B de la casa *Brüel&Kjaer* y los acondicionadores de señal precisos.

Sin embargo con motivo de las últimas planificaciones de trabajo y el aumento del número de señales a medir, al tomar la decisión de medir las señales en dos coches simultáneamente, lo que dobla el número de acelerómetros inicialmente previsto, se hace necesario hacer uso de equipos de mayor potencia y prestaciones.

Al aumentar los requisitos en cuanto a canales para registrar en los dos coches simultáneamente, es necesario recurrir a una plataforma de la casa *Graphtec*, en concreto la serie DM3000 y GL1000. Se trata de un equipo registrador de datos con disco duro.

Los amplificadores de los que dispone este sistema permiten el registro de datos a una frecuencia de muestreo de hasta 40 Ms/s, muy por encima de las necesidades del sistema.

Tal y como se comenta en apartados anteriores la señal acondicionada es grabada por estos equipos sobre el disco duro para su posterior análisis.

Los datos obtenidos tras las tres jornadas de registros se transforman a formatos comunes como es el **dat**, o **csv**.

El volumen de datos obtenidos ronda el gigabyte.

CAPÍTULO 5: PRUEBAS EXTENSIOMÉTRICAS

5.1.- REALIZACIÓN DE LOS ENSAYOS

El objetivo de este ensayo es el de obtener las tensiones en determinados puntos del bastidor del bogie de un tren de época, mediante la técnica de extensometría, bajo las hipótesis de tensiones excepcionales y estáticas de simulación de esfuerzos principales encontrados en servicio según la ficha técnica UIC 515-4.

5.1.1.- PROTOCOLO DE ENSAYO

Para la realización de las pruebas extensiométricas necesarias para el estudio del comportamiento del bogie frente a las diferentes condiciones de carga, es necesaria la especificación de un protocolo de ensayo en banco a seguir para su validación.

De acuerdo con la ficha técnica UIC 515-4 y coincidiendo con los casos de carga contemplados para el cálculo mediante elementos finitos (MEF) en el análisis de viabilidad estructural para el diseño de un bogie de material de época, las pruebas a realizar se resumen en las siguientes tablas.

Estado de carga	ESFUERZOS (kN)				Alabeo de la vía
	Verticales			Transversales	
	Resbaladera 1 F_{z1}	Pivote F_{zc}	Resbaladera 2 F_{z2}	F_y	
1	16,5	49,5	16,5	52,7	10‰
2	16,5	49,5	16,5	52,7	-10‰

Tabla 5. 1 - Protocolo de ensayo para ensayos estáticos bajo solicitaciones excepcionales

Estado de carga	ESFUERZOS (kN)				Alabeo de la vía
	Verticales			Transversales	
	Resbaladera 1 F_{z1}	Pivote F_{zc}	Resbaladera 2 F_{z2}	F_y	
1	12,8	38,4	12,8	0	0
2	11,5	30,7	9	0	0
3	11,5	30,7	9	25,8	0
4	16,6	46,1	14,1	0	0
5	16,6	46,1	14,1	25,8	0
6	9	30,7	11,5	0	0
7	9	30,7	11,5	-25,8	0
8	14,1	46,1	16,6	0	0
9	14,1	46,1	16,6	-25,8	0
10	11,5	30,7	9	25,8	‰
11	11,5	30,7	9	25,8	‰
12	16,6	46,1	14,1	25,8	‰
13	16,6	46,1	14,1	25,8	‰
14	9	30,7	11,5	-25,8	‰
15	9	30,7	11,5	-25,8	‰
16	14,1	46,1	16,6	-25,8	‰
17	14,1	46,1	16,6	-25,8	‰

Tabla 5. 2 - Protocolo de ensayo para ensayos estáticos de simulación de esfuerzos principales encontrados en servicio

En ambas tandas de pruebas, en los casos en los que corresponda, para simular el alabeo de la vía se interponen calces entre los apoyos del banco de ensayos y la estructura del bogie.

Una vez realizados los análisis del modelo de elementos finitos, se obtienen de los resultados del cálculo los valores de desplazamiento vertical en los apoyos del bogie, tanto con desplazamiento forzado como sin él.

Estos resultados son los siguientes:

- Alabeo de 5‰:

En el modelo teórico el nodo inferior de la ballesta de la suspensión primaria se desplaza verticalmente 11 mm positivos (desplazamiento impuesto). Con ello los soportes de suspensión primaria se desplazan 0,9 mm en el lado de cabecero y 0,5 mm en el lado de empate.

En las otras tres suspensiones, donde no se fuerza ningún movimiento, los desplazamientos de la estructura son nulos.

Por tanto, para reproducir estas condiciones en el ensayo de alabeo será necesario calzar los apoyos del bogie de la siguiente forma:

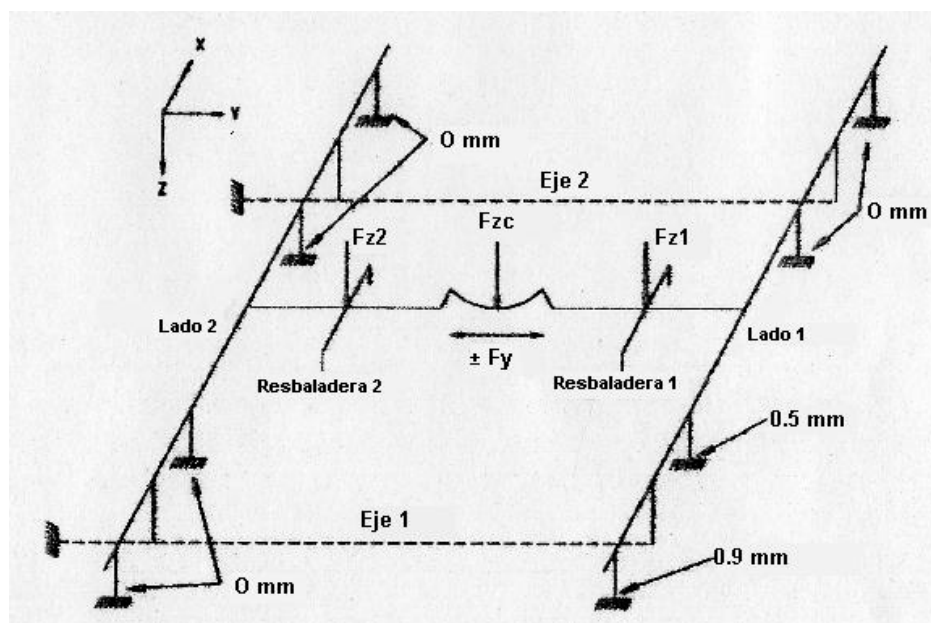


Figura 5. 1 - Situación de alabeo positivo 5‰

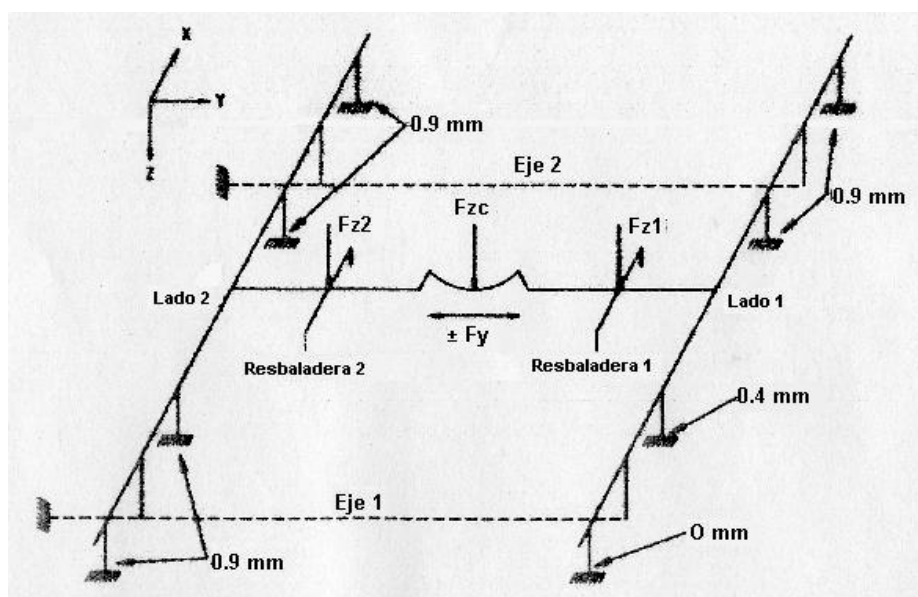


Figura 5. 2 - Situación de alabeo negativo 5‰

La secuencia de ensayo establecida en este protocolo de ensayo ha sido modificada para adecuarla a la realización consecutiva de las condiciones de ensayo, particularmente a los cambios de posición de los cilindros, al cambio de lado útil y a la simulación del alabeo de la vía.

- Alabeo de 10‰:

En el modelo teórico el nodo inferior de la ballesta de la suspensión primaria se desplaza verticalmente 22 mm positivos (desplazamiento impuesto). Con ello los soportes de suspensión primaria se desplazan 1,8 mm en el lado de cabecero y 0,9 mm en el lado de empate.

En las otras tres suspensiones, donde no se fuerza ningún movimiento, los desplazamientos de la estructura son nulos.

Por tanto, para reproducir estas condiciones en el ensayo de alabeo será necesario calzar los apoyos del bogie como sigue:

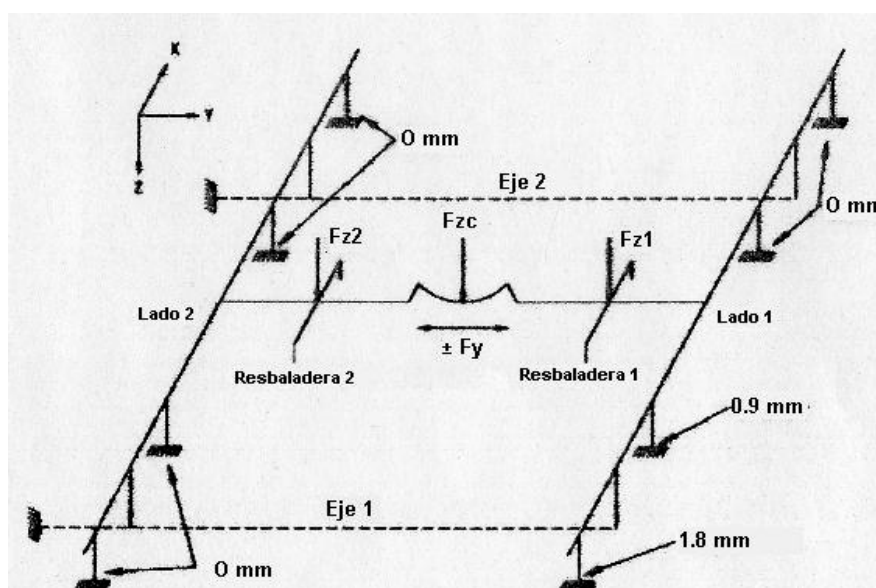


Figura 5. 3 - Situación de alabeo positivo 10‰

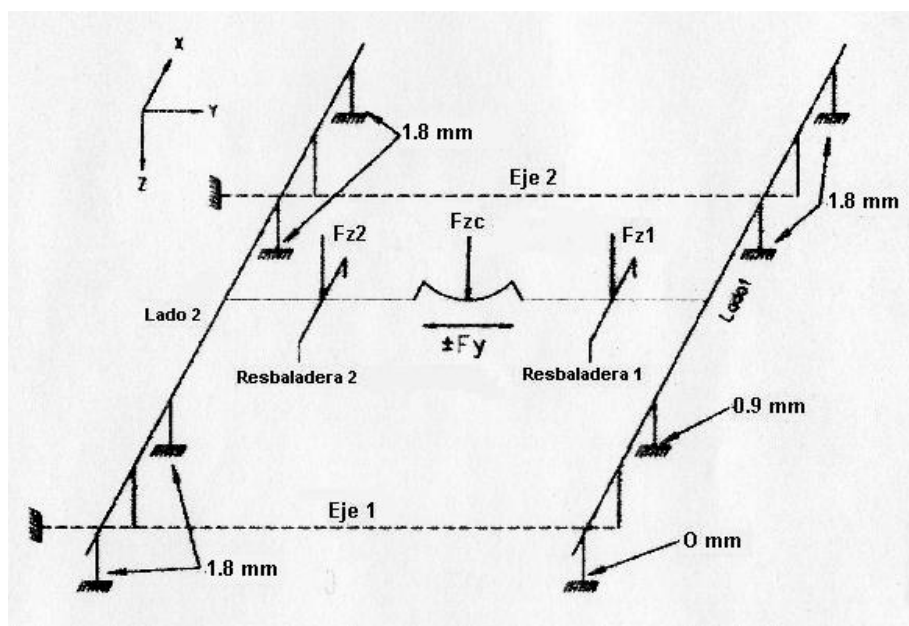


Figura 5. 4 - Situación de alabeo negativo 10‰

El protocolo de ensayo consta de 19 estados de carga, numerados en 19 secuencias de ensayo.

Ensayos	Secuencia	Estado de carga	Cargas de cálculo				Alabeo de la vía
			ESFUERZOS (kN)				
			Verticales			Transv.	
			Resbaladera 2 F _{z2}	Pivote F _{z1}	Resbaladera 1 F _{z1}	F _y	
BANCO DE ENSAYOS EN SITUACIÓN INICIAL							
Pivote+Resb.1+Resb.2	1	1-D	12.8	38.74	12.8	0	0
Pivote+Resb.1+Resb.2	2	2-D	11.5	30.7	9	0	0
Pivote+Resb.1+Resb.2	3	6-D	9	30.7	11.5	0	0
Pivote+Resb.1+Resb.2	4	4-D	16.6	46.1	14.1	0	0
Pivote+Resb.1+Resb.2	5	8-D	14.1	46.1	16.6	0	0
Pivote+Resb.1+Resb.2+Transv	6	7-D	9	30.7	11.5	-25.8	0
Pivote+Resb.1+Resb.2+Transv	7	9-D	14.1	46.1	16.6	-25.8	0
COLOCAR SUPLEMENTOS PARA ALABEO +5‰ ₀₀							
Pivote+Resb.1+Resb.2+Transv+Alab	8	14-D	9	30.7	11.5	-25.8	5‰ ₀₀
Pivote+Resb.1+Resb.2+Transv+Alab	9	16-D	14.1	46.1	16.6	-25.8	5‰ ₀₀
QUITAR SUPLEMENTOS PARA ALABEO +5‰ ₀₀ . COLOCAR SUPLEMENTOS PARA ALABEO -5‰ ₀₀							
Pivote+Resb.1+Resb.2+Transv+Alab	10	15-D	9	30.7	11.5	-25.8	-5‰ ₀₀
Pivote+Resb.1+Resb.2+Transv+Alab	11	17-D	14.1	46.1	16.6	-25.8	-5‰ ₀₀
CAMBIAR DE LADO ÚTIL Y CILINDRO EMPUJE TRANSVERSAL							
Pivote+Resb.1+Resb.2+Transv+Alab	12	11-D	11.5	30.7°	9	25.8	-5‰ ₀₀
Pivote+Resb.1+Resb.2+Transv+Alab	13	13-D	16.6	46.1	14.1	25.8	-5‰ ₀₀
QUITAR SUPLEMENTOS PARA ALABEO -5‰ ₀₀ . COLOCAR SUPLEMENTOS PARA ALABEO +5‰ ₀₀ .							
Pivote+Resb.1+Resb.2+Transv+Alab	14	10-D	11.5	30.7	9	25.8	5‰ ₀₀

Pivote+Resb.1+Resb.2+Transv+Alab	15	12-D	16.6	46.1	14.1	25.8	5‰
QUITAR SUPLEMENTOS ALABEO +5‰. COLOCAR SUPLEMENTOS ALABEO +10‰.							
Pivote+Resb.1+Resb.2+Transv+Alab	16	1-E	16.5	49.5	16.5	52.7	10‰
QUITAR SUPLEMENTOS ALABEO +10‰. COLOCAR SUPLEMENTOS ALABEO -10‰.							
Pivote+Resb.1+Resb.2+Transv+Alab	17	2-E	16.5	49.5	16.5	52.7	-10‰
Pivote+Resb.1+Resb.2+Transv	18	3-D	11.5	30.7	9	25.8	0
Pivote+Resb.1+Resb.2+Transv	19	5-D	16.6	46.1	14.1	25.8	0

Tabla 5. 3 - Secuencia del ensayo realizada

5.1.2.- EJECUCIÓN DE LOS ENSAYOS

Todos los estados de carga se consigue aplicando presión en los cilindros de forma sucesiva, escalonadamente, hasta lograr las condiciones de carga definidas en el protocolo.

Para cada tanda de ensayos con unas mismas condiciones de posición, cargas y alabeo, se ha realizado un proceso de precarga para que la estructura se asiente y los resultados de los ensayos sean estables.

5.1.2.1.- ENSAYOS SIN SIMULACIÓN DE ALABEO

En primer lugar se realizan los ensayos correspondientes a las condiciones del bogie en servicio, en seis tandas, y hacia el final (secuencias 16 y 17) los de las condiciones excepcionales, con dos tandas más. En estos casos el banco ensayos se encuentra en la situación inicial.

La máxima velocidad de muestra del software es de 10 tomas por segundo, y las medidas se realizan y se visualizan en tiempo real.

La primera tanda de 5 ensayos se ha realizado sin carga transversal, correspondientes a los estados de carga: 1-D, 2-D, 6-D, 4-D, 8-D. Se cargan primero las resbaladeras laterales y finalmente el pivote central.

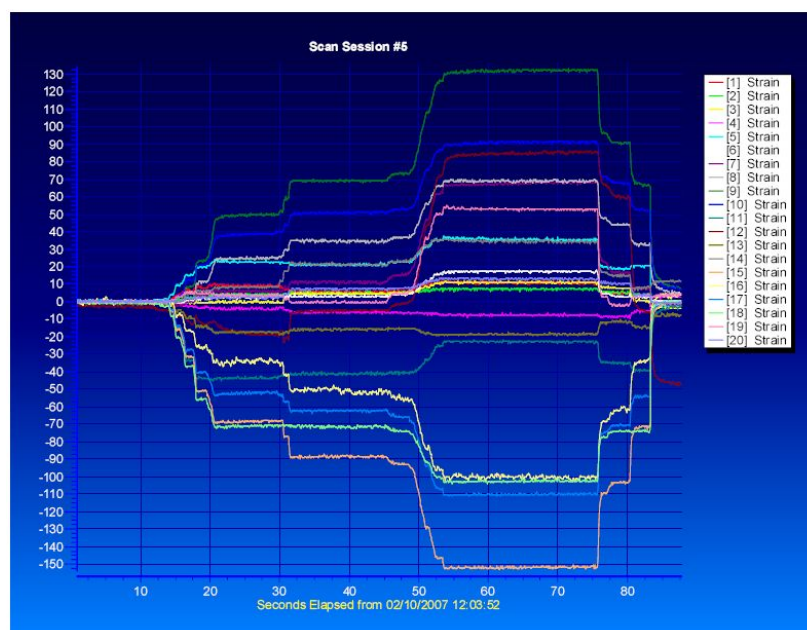


Figura 5. 5 - Secuencia 1 – Estado de carga 1-D

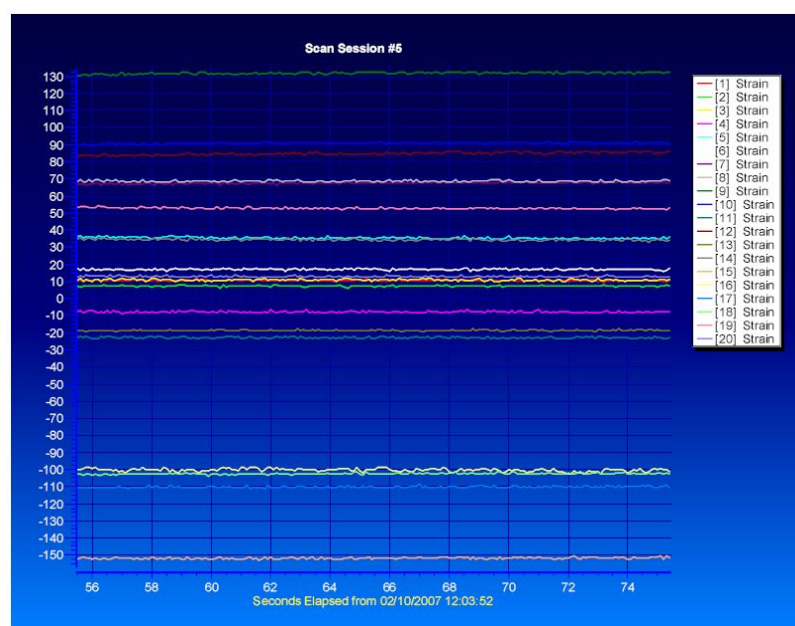


Figura 5. 6 - Secuencia 1 – Estado de carga 1-D (Zona estable ampliada)

Los resultados obtenidos están bastante alejados del límite elástico del material, con valores máximos del orden de $+130\mu\epsilon$, $-155\mu\epsilon$.

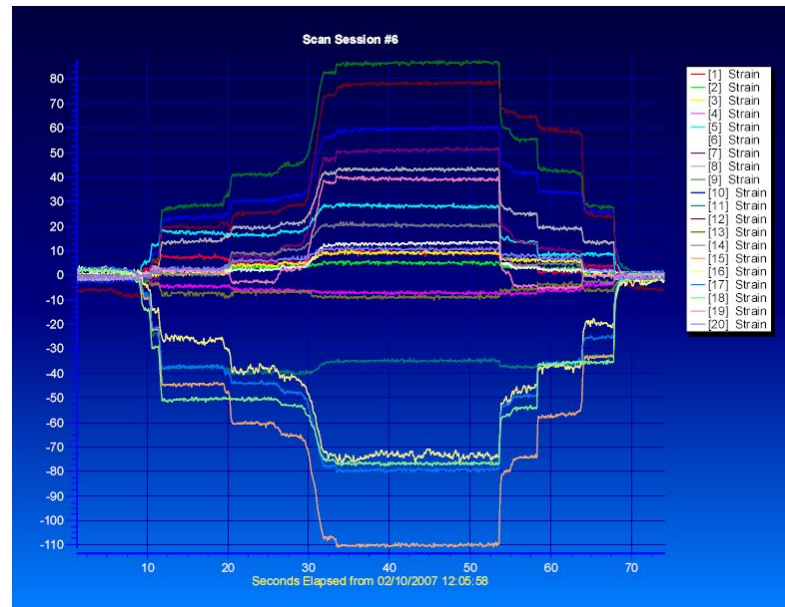


Figura 5. 7 - Secuencia 2 – Estado de carga 2-D

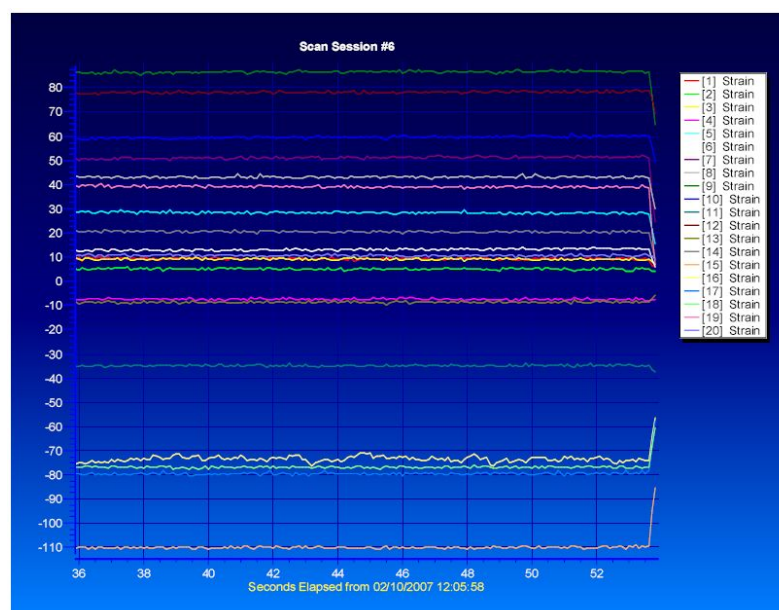


Figura 5. 8 - Secuencia 2 – Estado de carga 2-D (Zona estable ampliada)

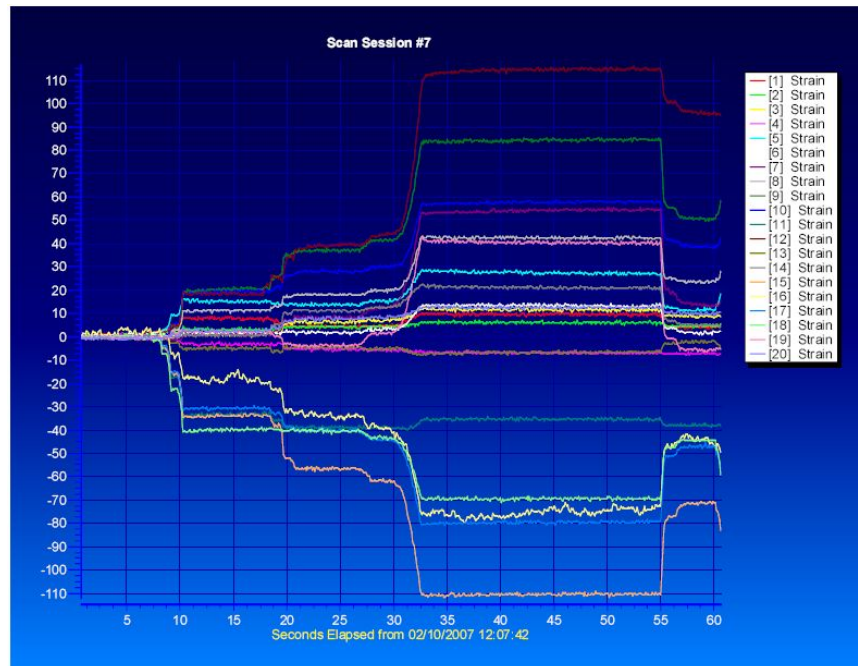


Figura 5. 9 - Secuencia 3 – Estado de carga 6-D

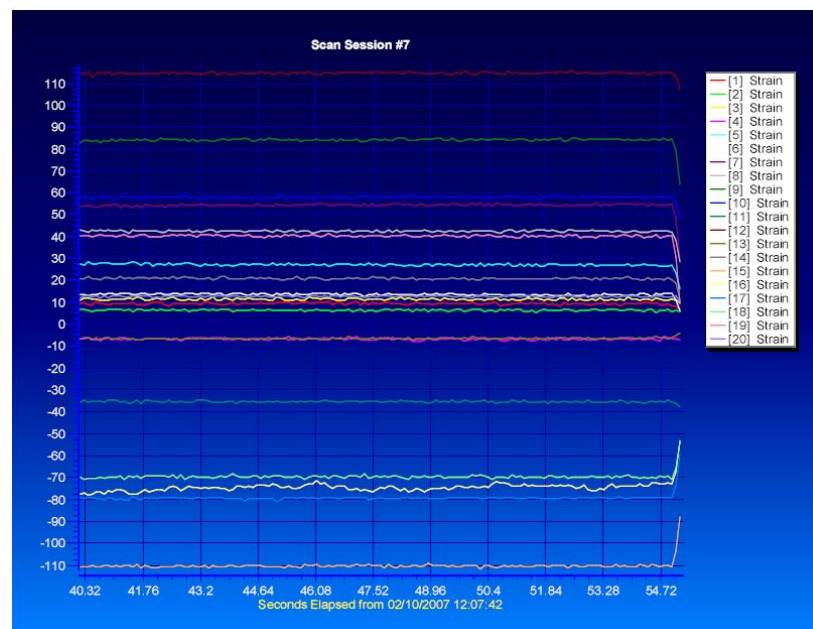


Figura 5. 10 - Secuencia 3 – Estado de carga 6-D (Zona estable ampliada)

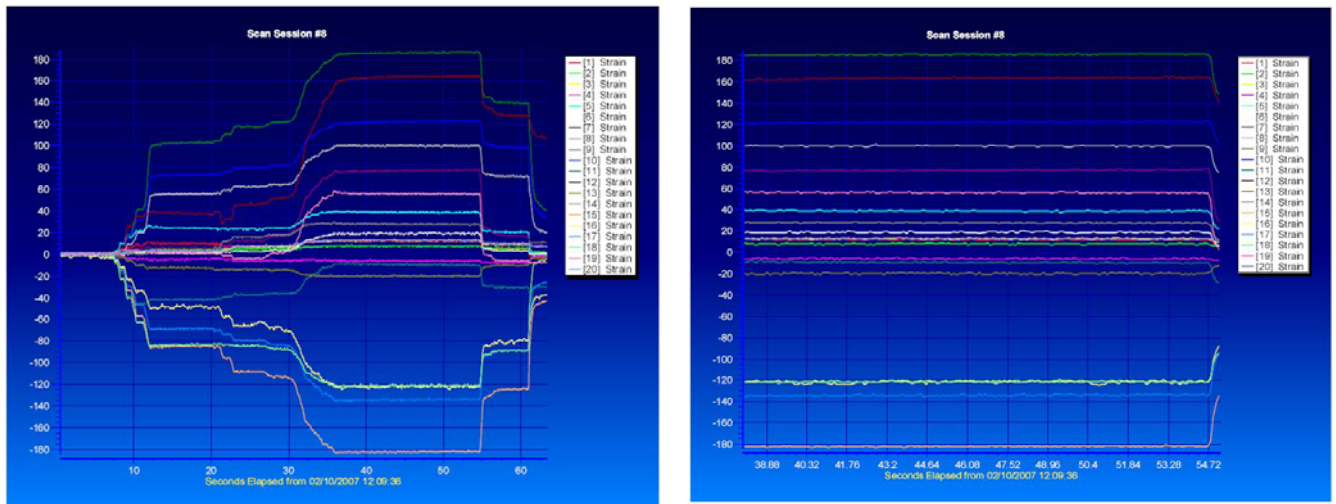


Figura 5. 11 - Secuencia 4 – Estado de carga 4-D (Zona estable ampliada)

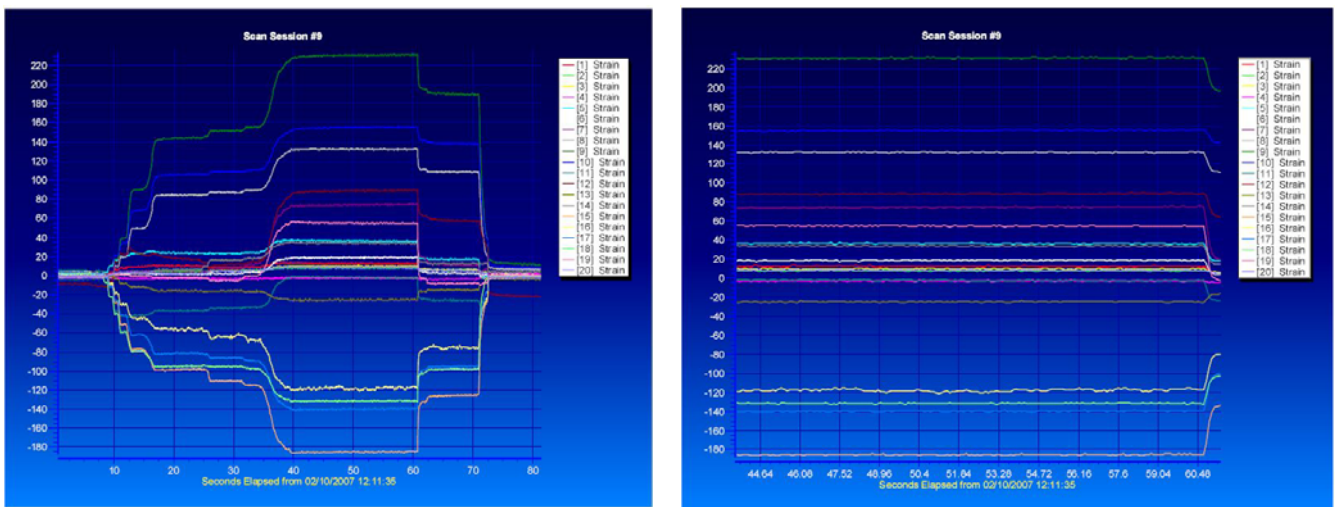


Figura 5. 12 - Secuencia 5 – Estado de carga 8-D (Zona estable ampliada)

Las siguientes dos secuencias de ensayo, correspondientes a los estados de carga 7-D y 9-D, introducen la carga transversal en el bogie pero sin simular el alabeo de la vía.

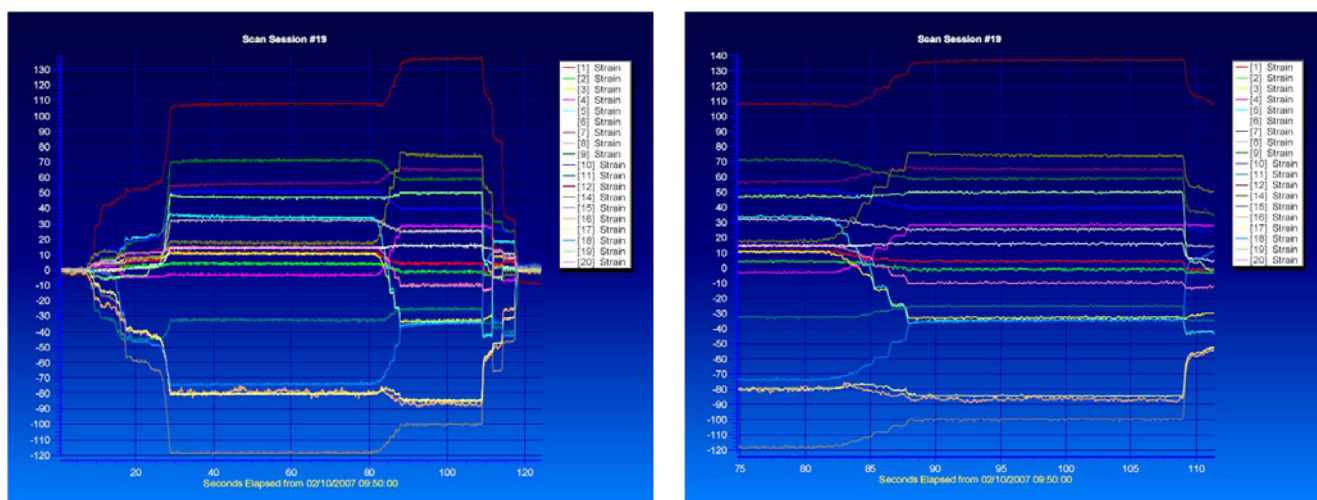


Figura 5. 13 - Secuencia 6 – Estado de carga 7-D (Zona estable ampliada)

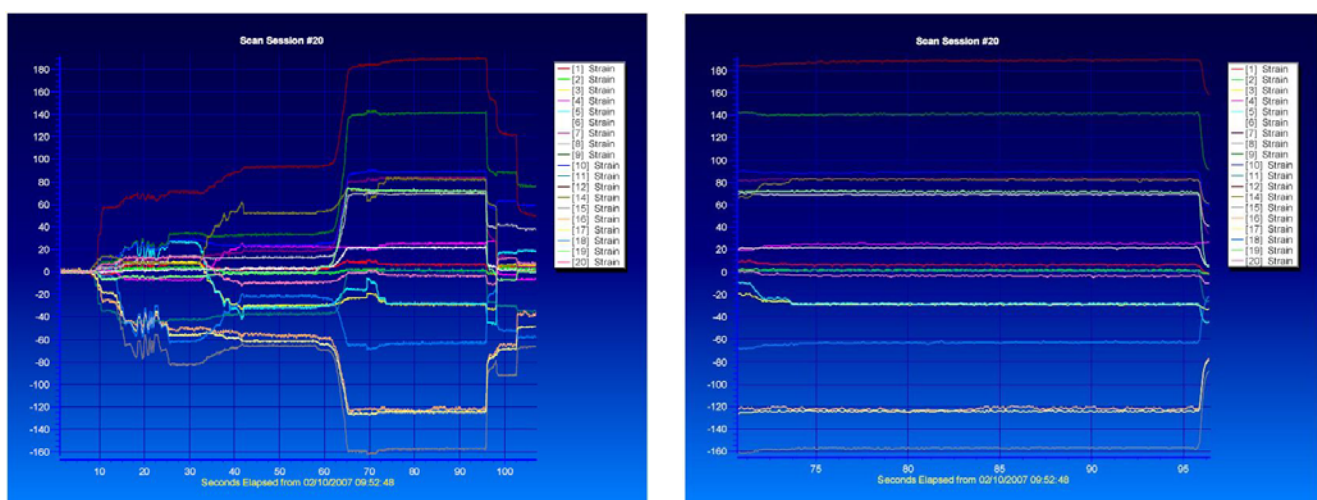


Figura 5. 14 - Secuencia 7 – Estado de carga 9-D (Zona estable ampliada)

5.1.2.2.- ENSAYOS CON SIMULACIÓN DE ALABEO $\pm 5\%$

Para los siguientes ensayos se han dispuesto suplementos bajo los apoyos de supresión de la suspensión, para simular el alabeo de la vía del 5‰. Estos suplementos consisten en piezas de chapa de acero especialmente mecanizadas en forma de peine, de 1 mm de grosor.

Se ha tenido que levantar el bogie con un puente grúa para su colocación. Los estados de carga resultantes son el 14-D y el 16-D.

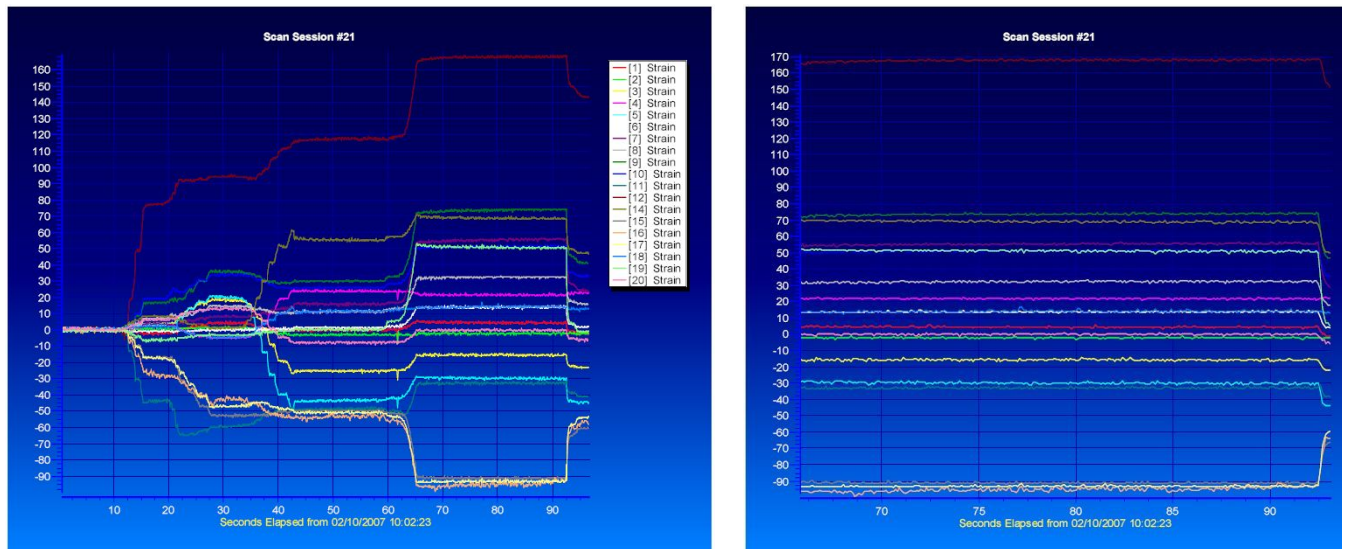


Figura 5. 15 - Secuencia 8 – Estado de carga 14-D (Zona estable ampliada)

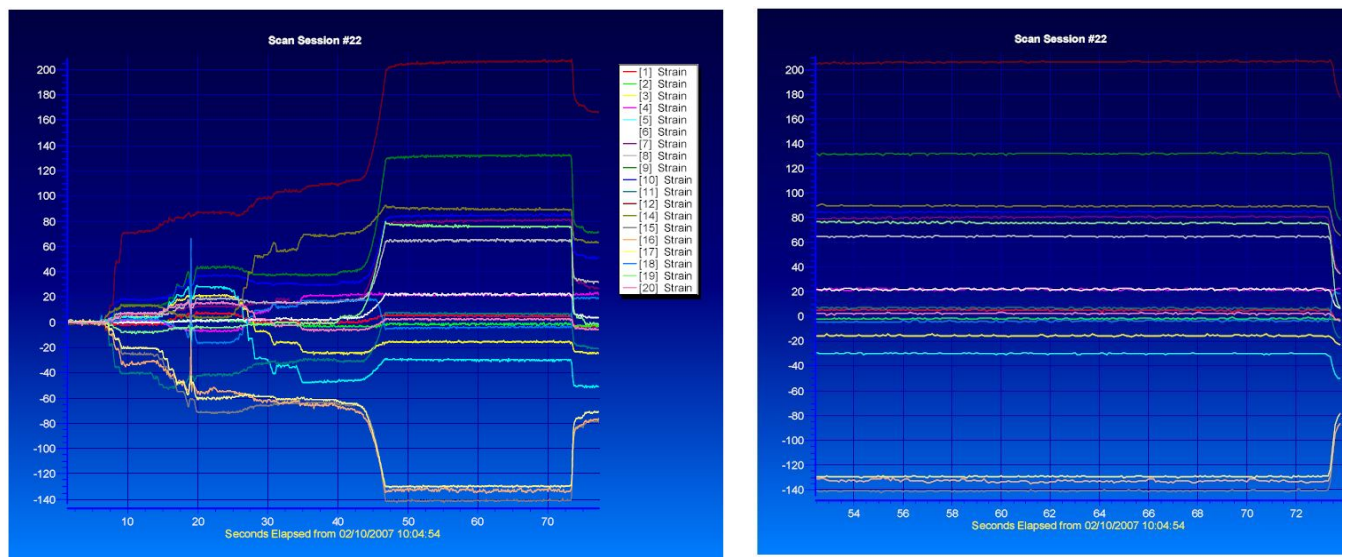


Figura 5. 16 - Secuencia 9 – Estado de carga 16-D (Zona estable ampliada)

Se han retirado los suplementos para el alabeo positivo de la vía y se han colocado los necesarios para simular el alabeo negativo de la vía del -5‰. Estados de carga: 15-D y 17-D.

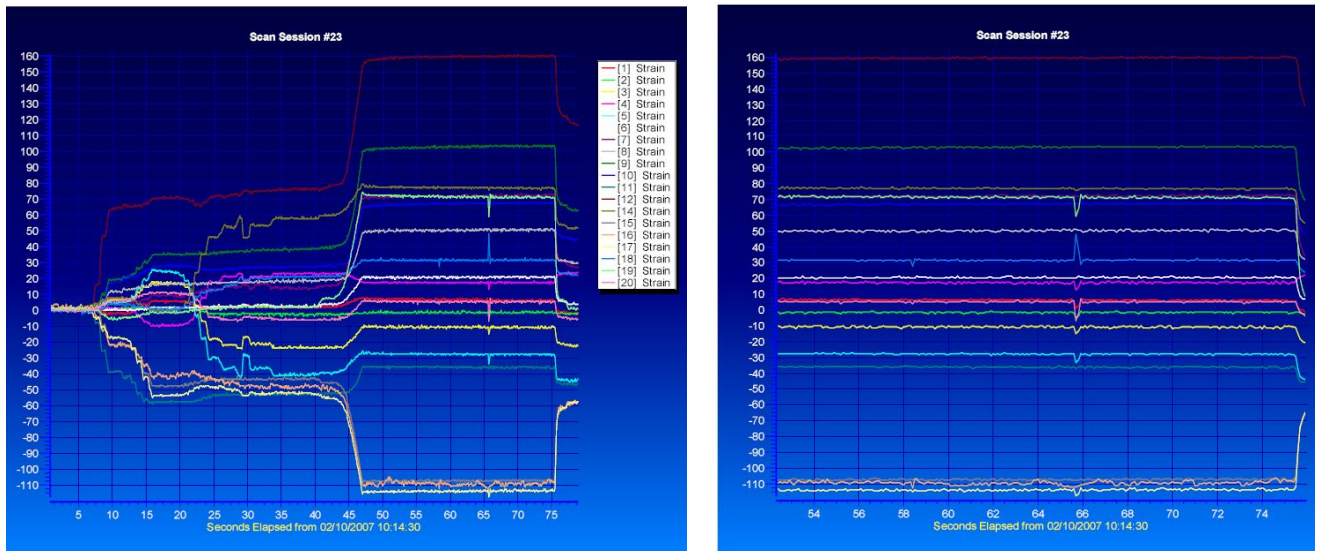


Figura 5. 17 - Secuencia 10 – Estado de carga 15-D (Zona estable ampliada)

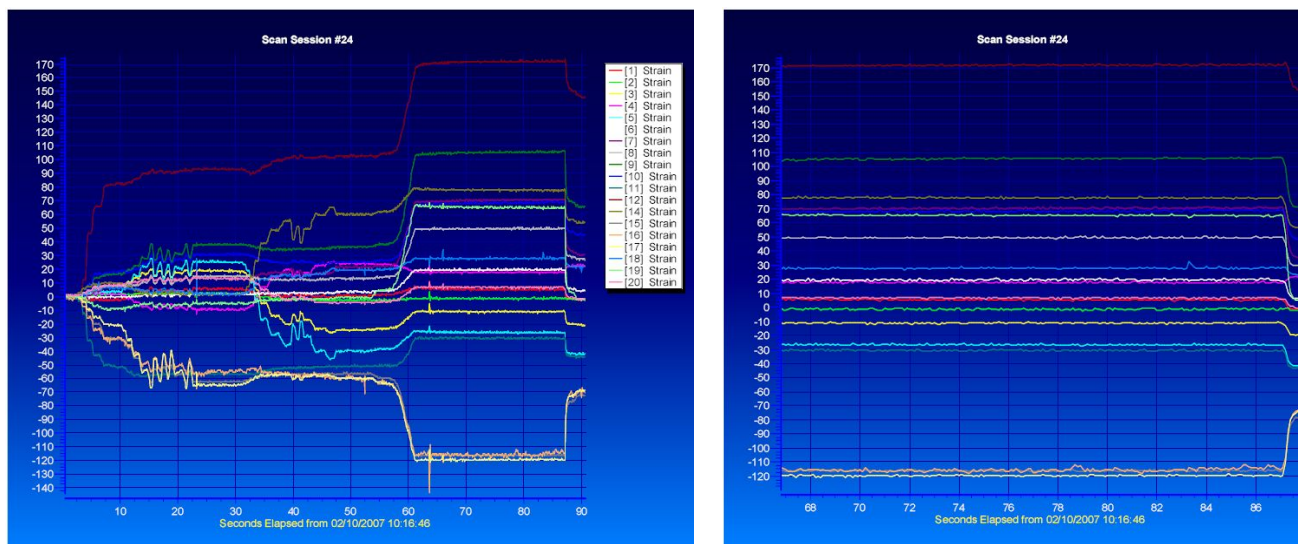


Figura 5. 18 - Secuencia 11 – Estado de carga 17-D (Zona estable ampliada)

Para el resto de ensayos se cambia de lado útil y el cilindro de empuje para la carga transversal.

Con el mismo alabeo negativo del -5‰, se realizan los ensayos para los estados de carga 11-D y 13-D.

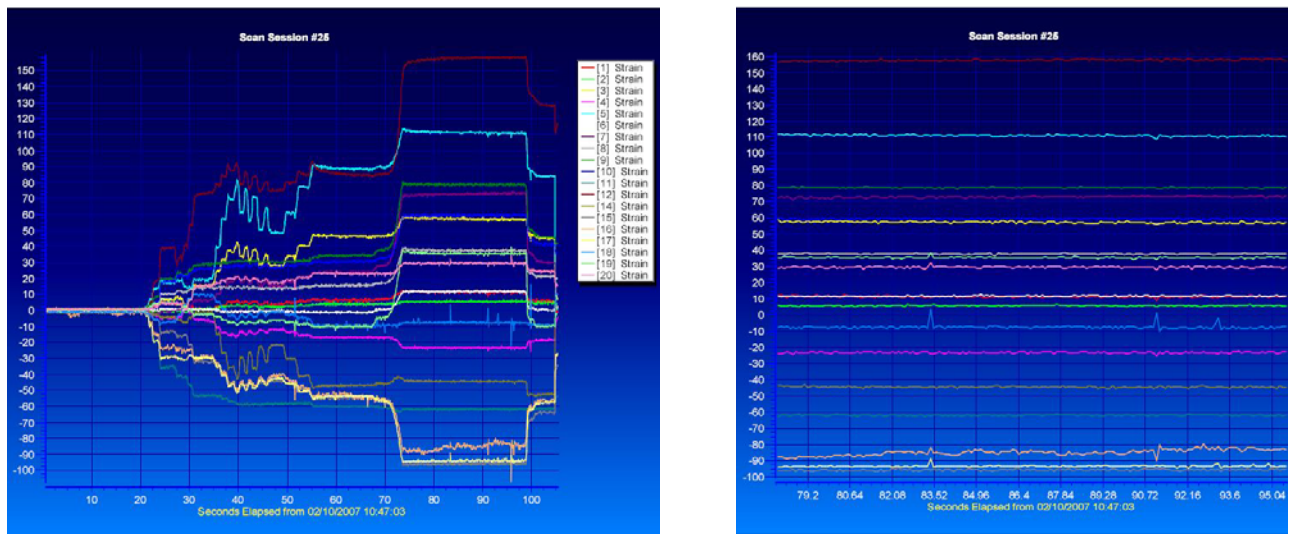


Figura 5. 19 - Secuencia 12 – Estado de carga 11-D (Zona estable ampliada)

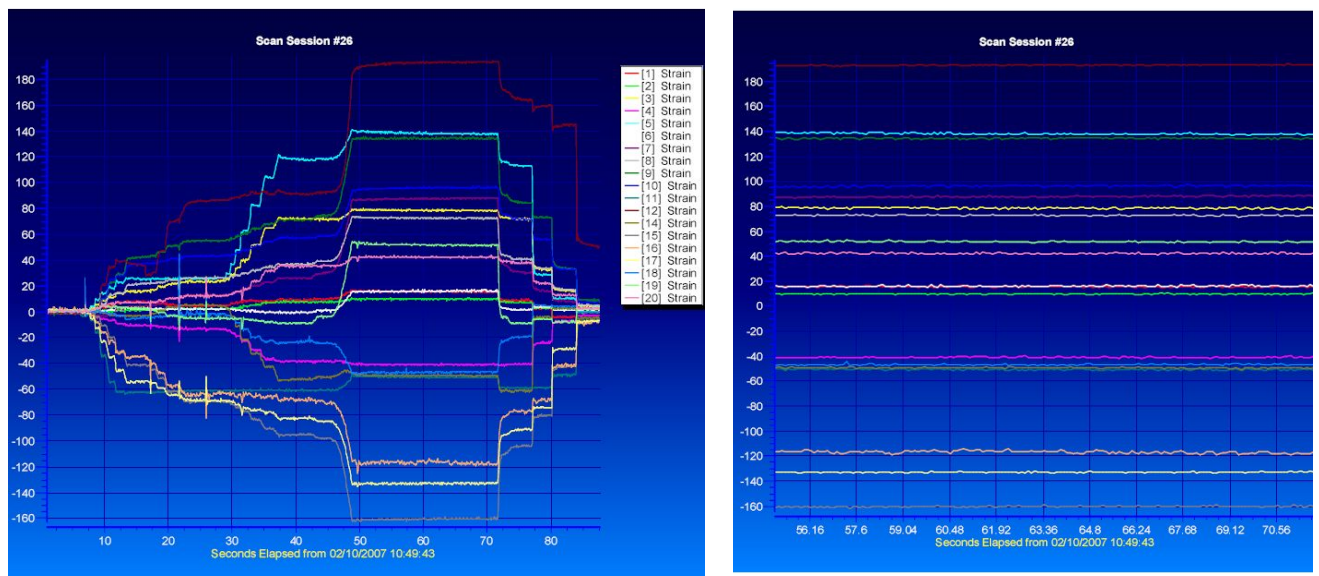


Figura 5. 20 - Secuencia 13 – Estado de carga 13-D (Zona estable ampliada)

Se vuelven a colocar los suplementos de forma que se simule un alabeo positivo de la vía del 5‰, correspondiente a los estados de carga 10-D y 12-D.

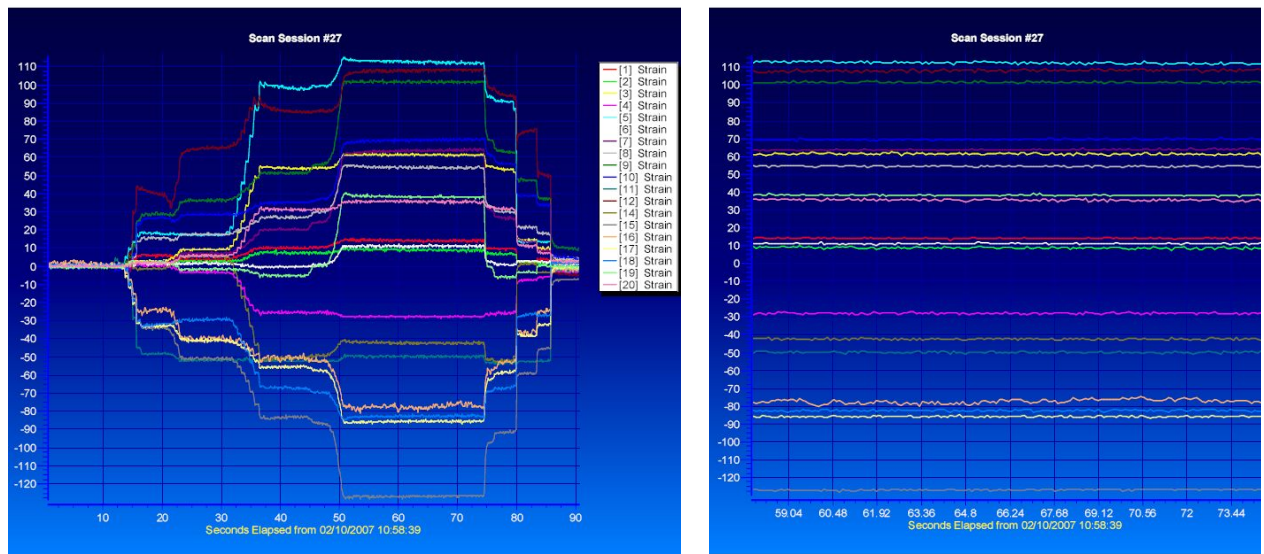


Figura 5. 21 - Secuencia 14 – Estado de carga 10-D (Zona estable ampliada)

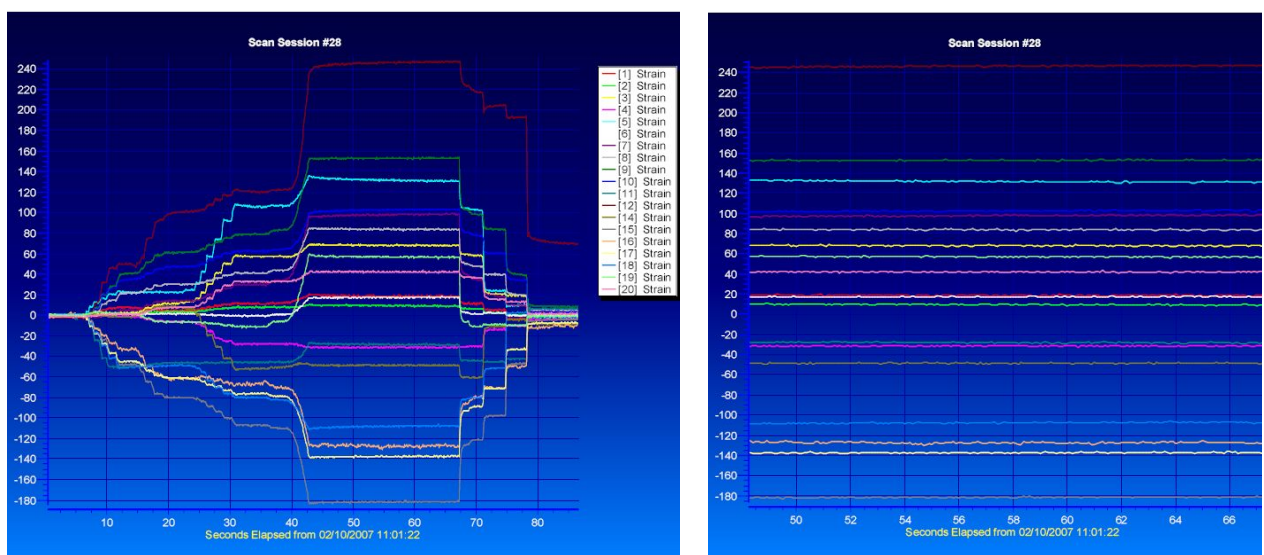


Figura 5. 22 - Secuencia 15 – Estado de carga 12-D (Zona estable ampliada)

5.1.2.3.- ENSAYOS CON SIMULACIÓN DE ALABEO $\pm 10\%$

A continuación se realizan los dos ensayos correspondientes a los estados de carga para solicitaciones excepcionales del bogie, 1-E y 2-E. Para ello se han de colocar los suplementos necesarios para la simulación de un alabeo de la vía del $+10\%$ y del -10% .

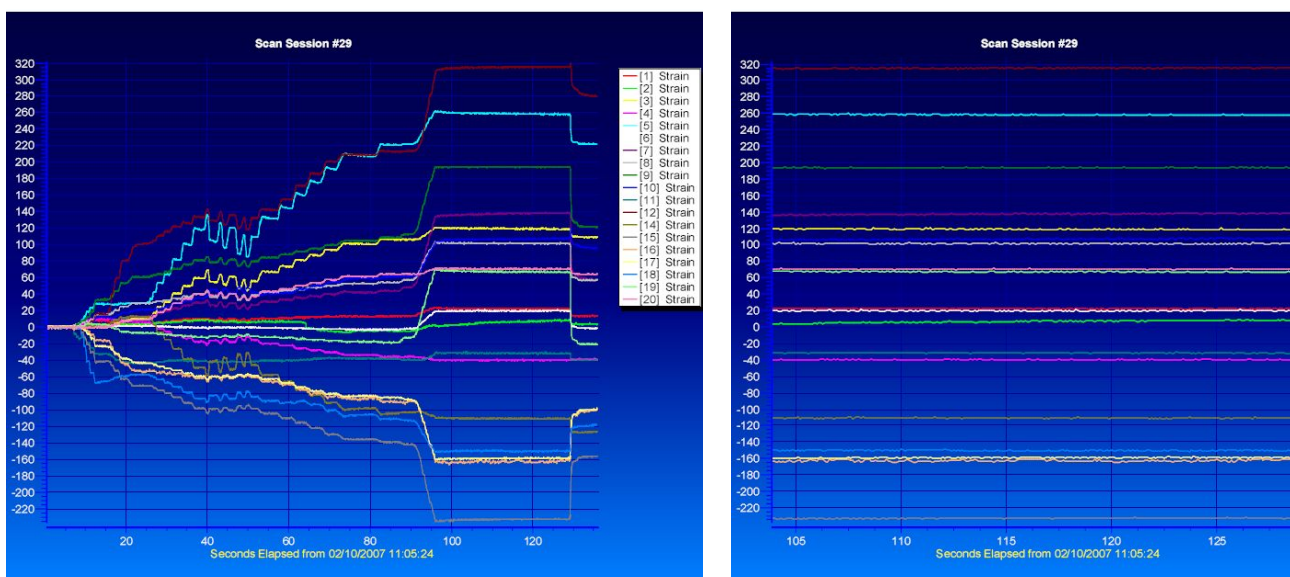


Figura 5. 23 - Secuencia 16 – Estado de carga 1-E (Zona estable ampliada)

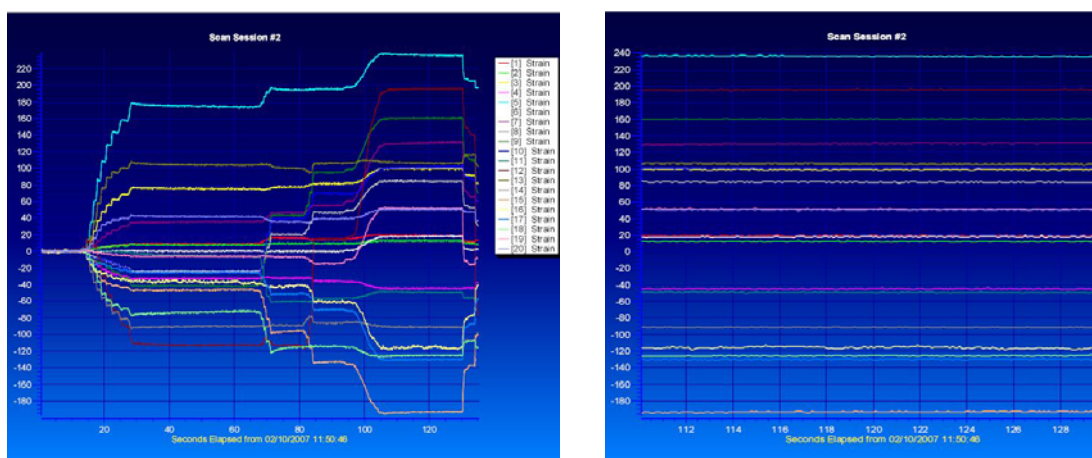


Figura 5. 24 - Secuencia 17 – Estado de carga 2-E (Zona estable ampliada)

Finalmente se realizan las secuencias de ensayo correspondientes a los estados de carga 3-D y 5-D que no tienen condición de alabeo en la vía.

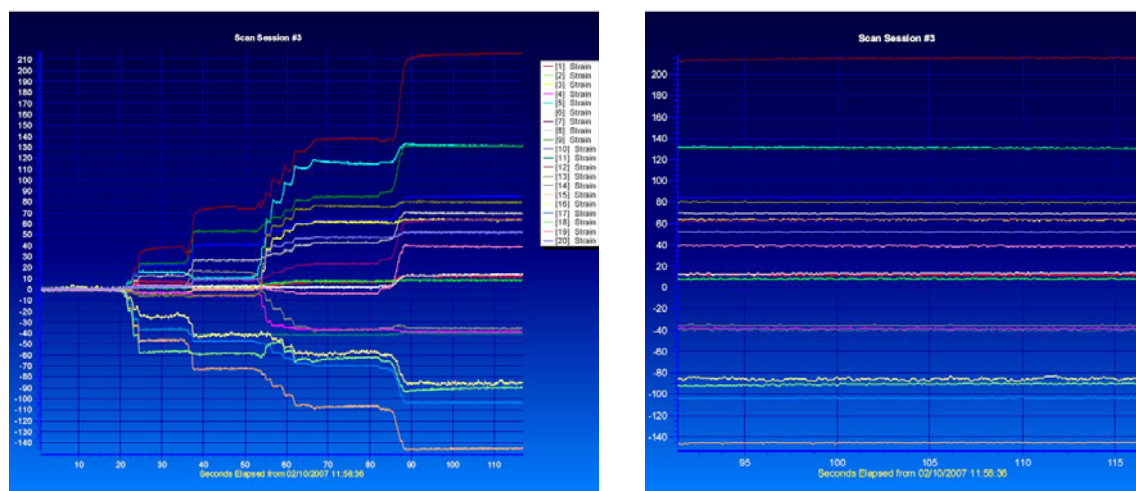


Figura 5. 25 - Secuencia 18 – Estado de carga 3-D (Zona estable ampliada)

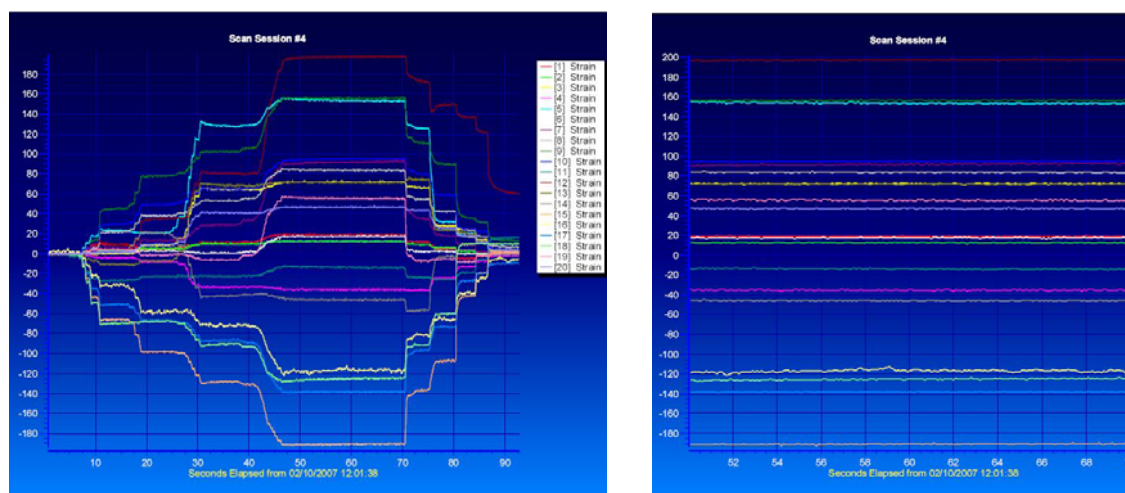


Figura 5. 26 - Secuencia 19 – Estado de carga 5-D (Zona estable ampliada)

5.1.3.- REGISTRO Y ALMACENAMIENTO DE LOS DATOS

El registro de los datos se realiza simultáneamente con los ensayos (on-line) y se puede seguir en tiempo real mediante gráficas que indican los valores medidos por las galgas en cada instante.

Los resultados de los ensayos se almacenan como series de datos en el programa de *Vishay*, que se pueden exportar a hojas de cálculo de *Microsoft Excel* para su tratamiento posterior.

5.2.- ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

5.2.1.- VALORES DE DEFORMACIÓN ESTÁTICA Y TENSIÓN

La medida que se debe sacar de cada uno de los ensayos es el valor estático de la deformación de cada galga, que se corresponde con la zona estable de la gráfica.

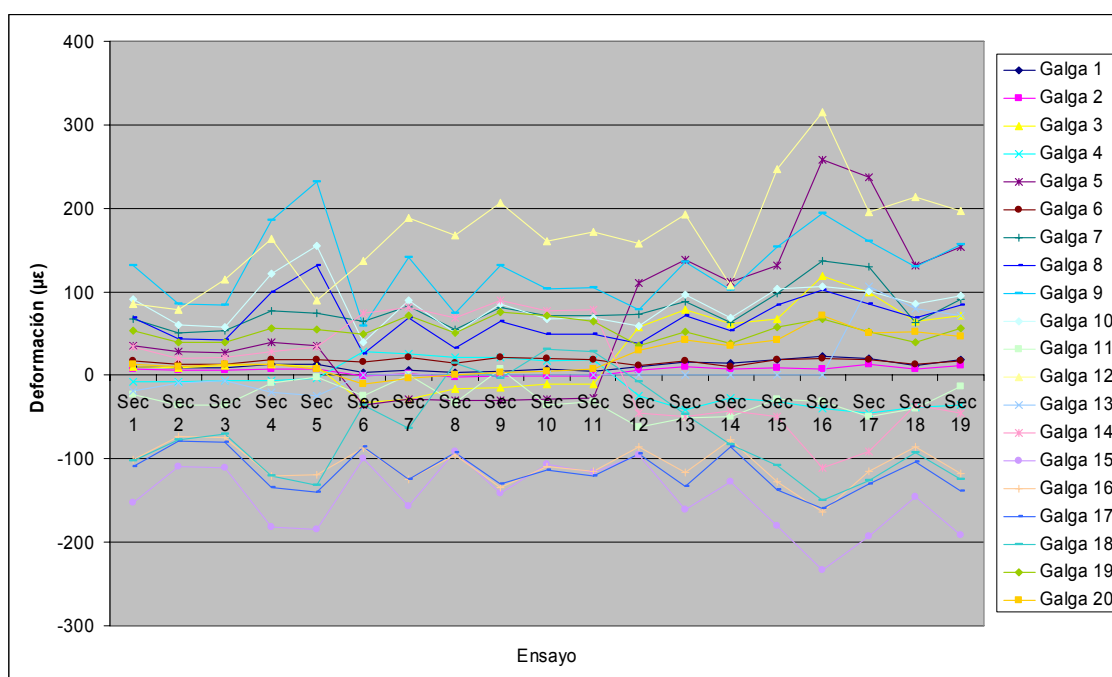


Figura 5. 27 - Deformaciones de las galgas en cada uno de los ensayos

Para el cálculo de las tensiones a partir de las deformaciones medidas por las galgas extensiométricas se ha establecido el valor del módulo de elasticidad de los dos aceros (Módulo de Young) como $E = 210.000MPa$.

$$\sigma = E \cdot \varepsilon$$

(5.2.1.1)

Hay que comparar los puntos de carga máxima con unos puntos de contraste, para validar el modelo teórico.

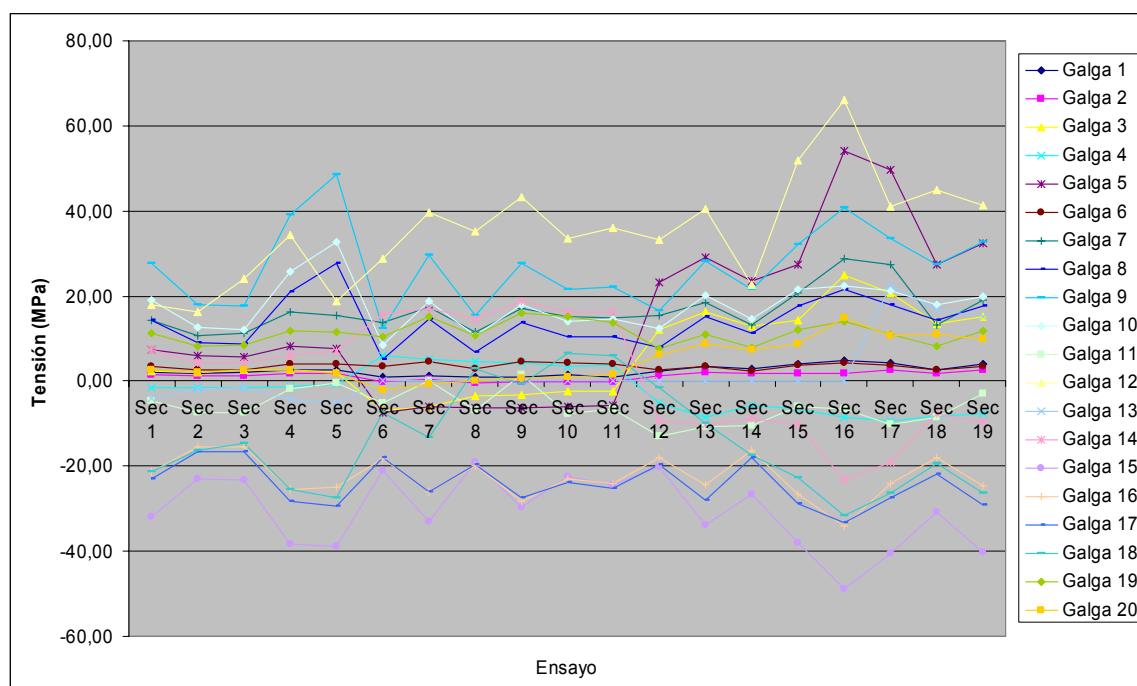


Figura 5. 28 - Tensiones en los puntos de medida en cada uno de los ensayos

En un principio, a la vista de estos resultados, las tensiones máximas y mínimas están muy alejadas del valor del límite elástico de los materiales.

Para ver que el bogie cumple con la ficha técnica UIC 515-4 hay que comparar estos resultados numéricos de forma exhaustiva con los criterios establecidos en ella.

En general, las tensiones máximas alcanzadas que se han medido con las galgas extensiométricas han sido menores que las esperadas por el modelo teórico, debido a que las posiciones eran ligeramente distintas del límite de la pieza donde se produce la concentración de tensiones, ya que

se requiere una posición un poco más interior en la pieza para poder realizar el pegado de las galgas.

A pesar de ello, las tensiones en las zonas equivalentes son del mismo orden y en cualquier caso cumplen el criterio establecido en la ficha.

5.2.2.- COMPARACIÓN CON LA NORMA Y CON EL MODELO TEÓRICO

5.2.2.1.- ENSAYOS ESTÁTICOS PARA SIMULAR CARGAS EXCEPCIONALES

Se obtienen las tensiones máxima $\sigma_{m\acute{a}x}$ y mínima $\sigma_{m\acute{i}n}$ entre las de las secuencias 16 y 17 de ensayo, y se calcula la tensión máxima de Von Mises σ_{VM} como la mayor de las dos en valor absoluto.

Esto se debe a que la colocación de las galgas unidireccionales se basa en la hipótesis de que se han determinado con anterioridad las direcciones de tensión máxima, y por ello no es posible con una única medida determinar otras tensiones principales.

En el caso de las galgas números 2 y 13, se tienen dos medidas de un mismo punto, pero en la realidad la medida de la galga número 2 es prácticamente nula, como cabía de esperar.

Según la norma UIC 515-4, se debe comparar la tensión máxima de Von Mises σ_{VM} con el límite elástico del material σ_e , que es de $\sigma_e = 323MPa$ para zonas de soldadura (galgas números 7 y 19), y de $\sigma_e = 355MPa$ para zonas libres de ella (resto de galgas).

Galga	$\sigma_{\text{máx}}$	$\sigma_{\text{mín}}$	σ_{VM}	Zona	σ_e	Carga
1	4,83	4,20	4,83	Libre	355	1,36%
2	2,73	1,68	2,73	Libre	355	0,77%
3	24,99	20,79	24,99	Libre	355	7,04%
4	-8,40	-9,45	9,45	Libre	355	2,66%
5	54,18	49,77	54,18	Libre	355	15,26%
6	4,20	3,78	4,20	Libre	355	1,18%
7	28,77	27,30	28,77	Soldadura	323	8,91%
8	21,42	17,85	21,42	Libre	355	6,03%
9	40,74	33,60	40,74	Libre	355	11,48%
10	22,47	21,21	22,47	Libre	355	6,33%
11	-6,51	-10,29	10,29	Libre	355	2,90%
12	66,15	41,16	66,15	Libre	355	18,63%
13	22,47	22,47	22,47	Libre	355	6,33%
14	-19,11	-23,31	23,31	Libre	355	6,57%
15	-40,53	-48,93	48,93	Libre	355	13,78%
16	-24,15	-34,23	34,23	Libre	355	9,64%
17	-27,30	-33,39	33,39	Libre	355	9,41%
18	-26,46	-31,50	31,50	Libre	355	8,87%
19	14,07	10,92	14,07	Soldadura	323	4,36%
20	14,91	10,71	14,91	Libre	355	4,20%

Tabla 5. 4 - Parámetros establecidos en la ficha UIC 515-4

En ningún punto del bastidor del bogie se superan estas condiciones, por lo que este ensayo cumple con la norma.

Se calcula el porcentaje de carga entre los valores de σ_{VM} y del límite elástico, y se obtiene que no supera en ningún caso el 20% del valor.

Los puntos de tensión máxima en el bastidor del bogie según el modelo teórico realizado por MEF se corresponden con las posiciones de las galgas número 1, 2, 3, 4 y 13.

Las posiciones de las galgas número 1 y 2 se corresponden con puntos cercanos a radios de acuerdo, lo que constituye un concentrador de tensiones natural.

Las posiciones de las galgas número 3 y 4 se corresponden con los puntos de unión entre las traviesas centrales y los dos largueros, lo que también constituye un concentrador de tensiones natural y era uno de los puntos críticos principales.

La posición de la galga número 13 se corresponde con un supuesto punto crítico de la traviesa bailadora.

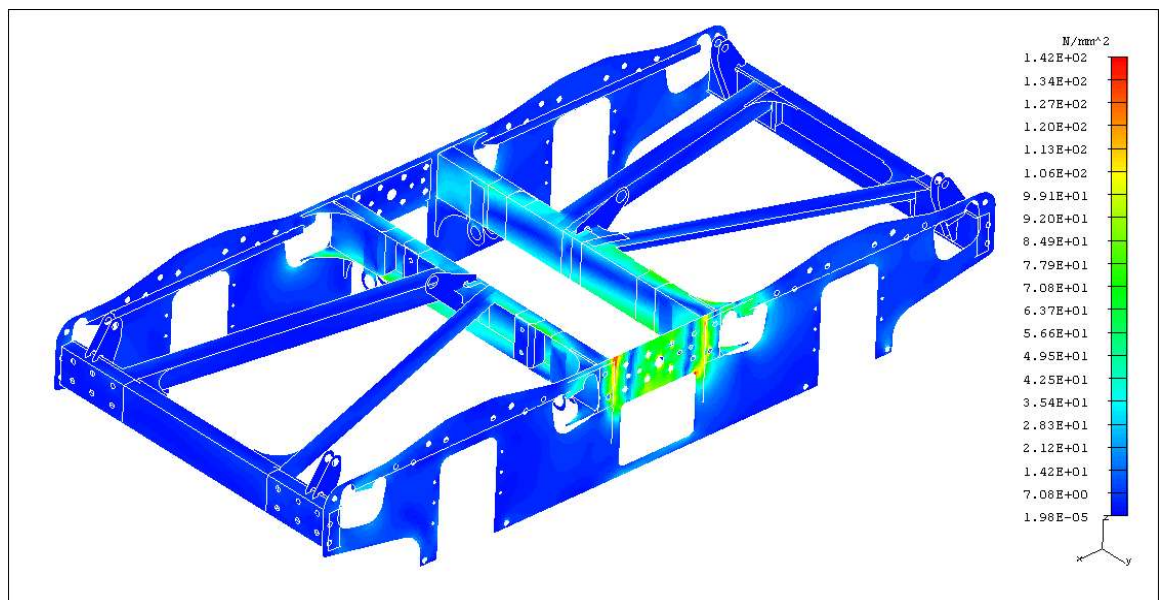


Figura 5. 29 - Tensión de Von Mises en el bastidor del bogie. Alabeo positivo.

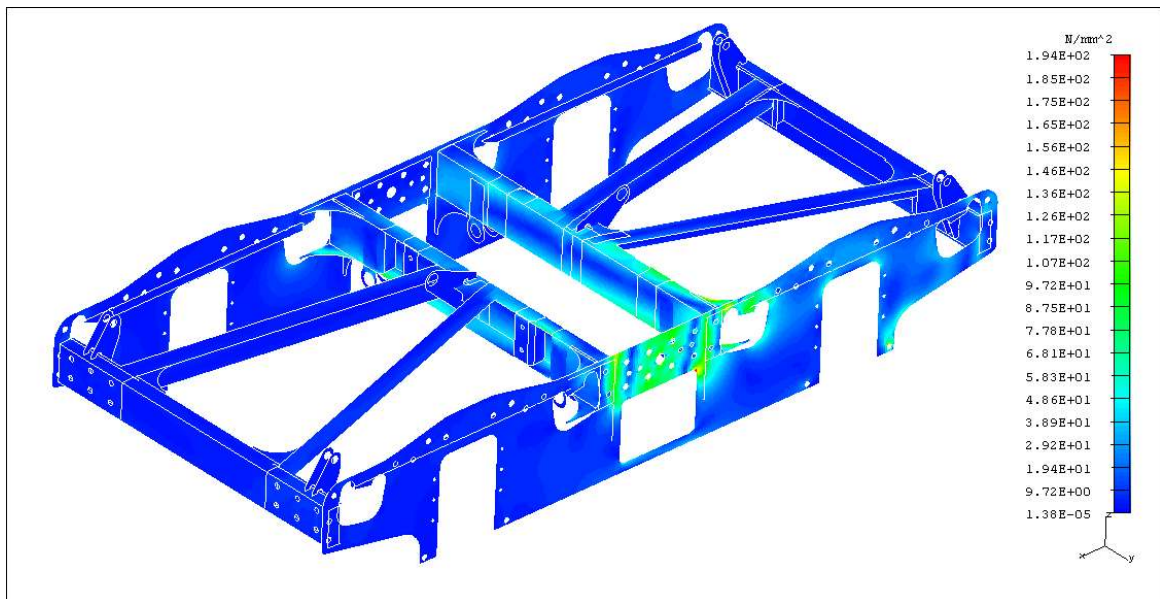


Figura 5. 30 - Tensión de Von Mises en el bastidor del bogie. Alabeo negativo.

En el ensayo se han situado otras galgas en las zonas de máxima tensión, que han sido las galgas número 5, 14 y 20.

Los puntos de tensión máxima en la traviesa bailadora según el modelo teórico se corresponden con las posiciones de las galgas número 6, 7 y 13 (inicial). Este último caso se debe a una acumulación de errores por redondeo del MEF.

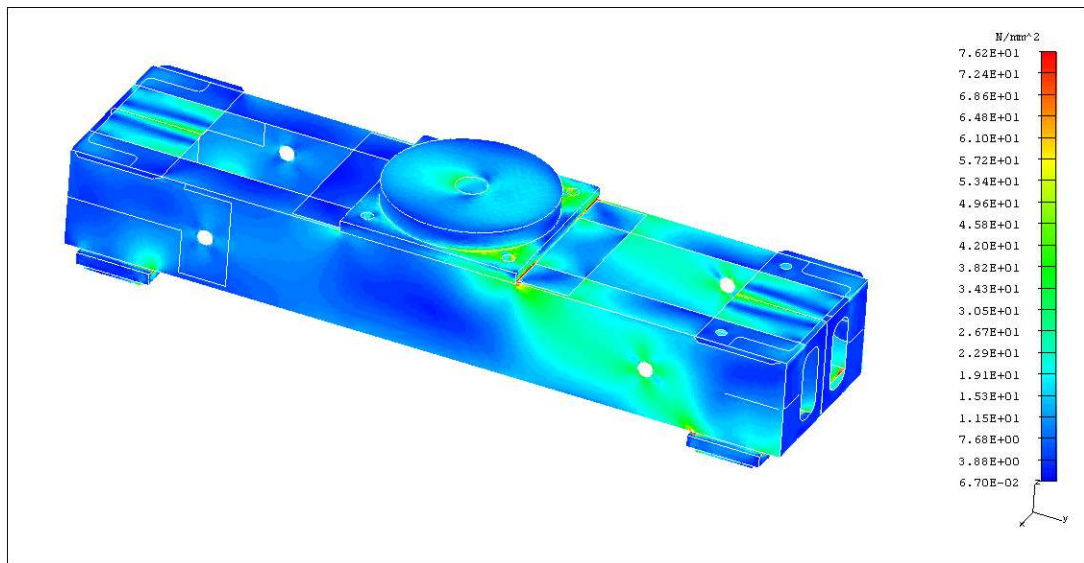


Figura 5. 31 - Tensión de Von Mises en la traviesa bailadora

La zona de la galga número 7 es una zona de soldadura y las tensiones de $\sigma_{VM} \approx 28MPa$ se corresponden con los valores del modelo teórico y se alejan mucho del valor del límite elástico para esa zona.

Los puntos de tensión máxima en la suspensión secundaria según el modelo teórico se corresponden con las posiciones de las galgas número 10, 11 y 12 en los tirantes, y 8 y 9 en el yugo.

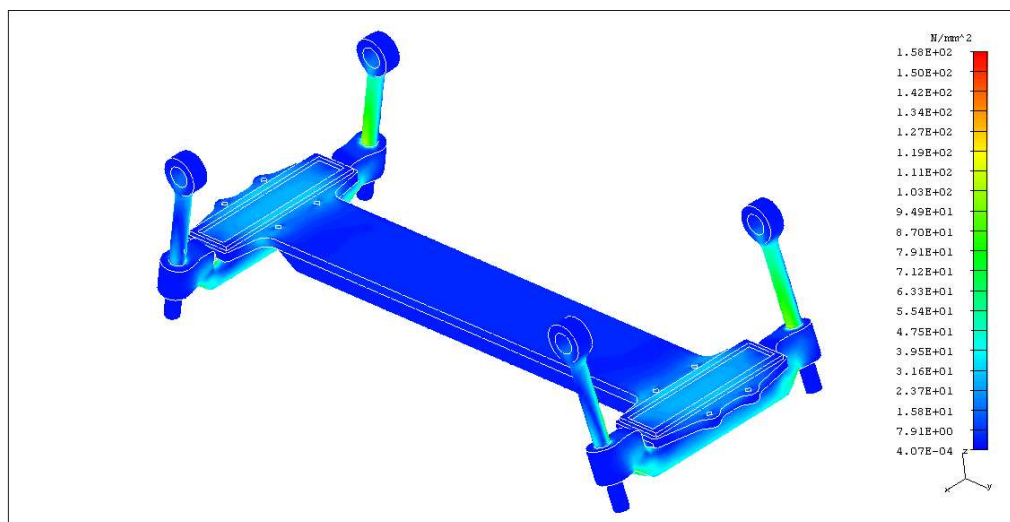


Figura 5. 32 - Tensión de Von Mises en la suspensión secundaria. Alabeo positivo.

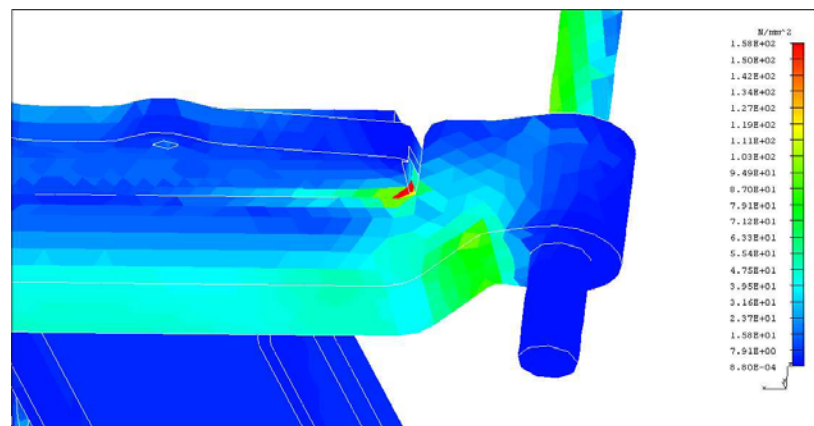


Figura 5. 33 - Tensión de Von Mises en la suspensión secundaria. Alabeo positivo.

El punto de contacto entre las dos piezas da lugar a una concentración de tensiones debida a una condición de contorno en las superficies del modelo numérico.

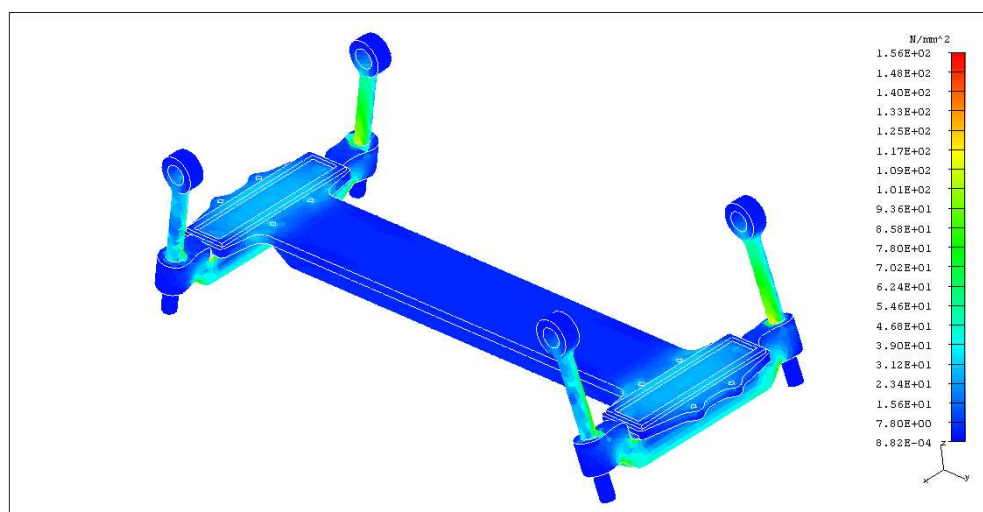


Figura 5. 34 - Tensión de Von Mises en la suspensión secundaria. Alabeo negativo.

El valor de tensión máxima medido en los tirantes se corresponde en la galga número 12 con el esperado por el modelo numérico, ya que no todos los valores son simétricos.

Las tensiones medidas en las galgas número 8 y 9 en el yugo tienen valores medios, mucho menores que las tensiones máximas en el resto del

bogie, y del mismo orden que las esperadas por el modelo numérico,
 $\sigma_{VM} \approx 40MPa$.

5.2.2.2.- ENSAYOS ESTÁTICOS PARA SIMULAR LOS PRINCIPALES ESFUERZOS SUFRIDOS EN SERVICIO

Se buscan las tensiones máxima $\sigma_{m\acute{a}x}$ y mínima $\sigma_{m\acute{i}n}$ de cada punto con galga de todas las secuencias de ensayo correspondientes, y se calculan los dos parámetros, la tensión media σ_m y la tensión alternante σ_a con las fórmulas definidas en la ficha.

Galga	$\sigma_{m\acute{a}x}$	$\sigma_{m\acute{i}n}$	σ_m	σ_a
1	3,99	0,84	2,42	1,58
2	2,52	-0,42	1,05	1,47
3	16,38	-6,93	4,73	11,66
4	5,88	-8,61	-1,37	7,25
5	32,34	-7,35	12,50	19,85
6	4,62	2,31	3,47	1,16
7	20,58	10,71	15,65	4,94
8	27,72	5,25	16,49	11,24
9	48,51	12,39	30,45	18,06
10	32,55	8,40	20,48	12,08
11	1,47	-13,02	-5,78	7,25
12	51,87	16,38	34,13	17,75
13	16,80	-5,25	5,78	11,03
14	18,69	-10,29	4,20	14,49
15	-19,11	-40,11	-29,61	10,50
16	-15,33	-28,14	-21,74	6,41
17	-16,59	-29,40	-23,00	6,41
18	6,51	-27,51	-10,50	17,01
19	15,96	7,56	11,76	4,20
20	10,92	-2,10	4,41	6,51

Tabla 5. 5 - Parámetros establecidos en la ficha UIC 515-4

Se representan las parejas de valores obtenidas para cada galga en un diagrama de puntos XY, como puntos de tensión compuesta por la

tensión media σ_m (en abscisas) y tensión alternante σ_a (en ordenadas), que deben permanecer dentro del diagrama de Goodman del material.

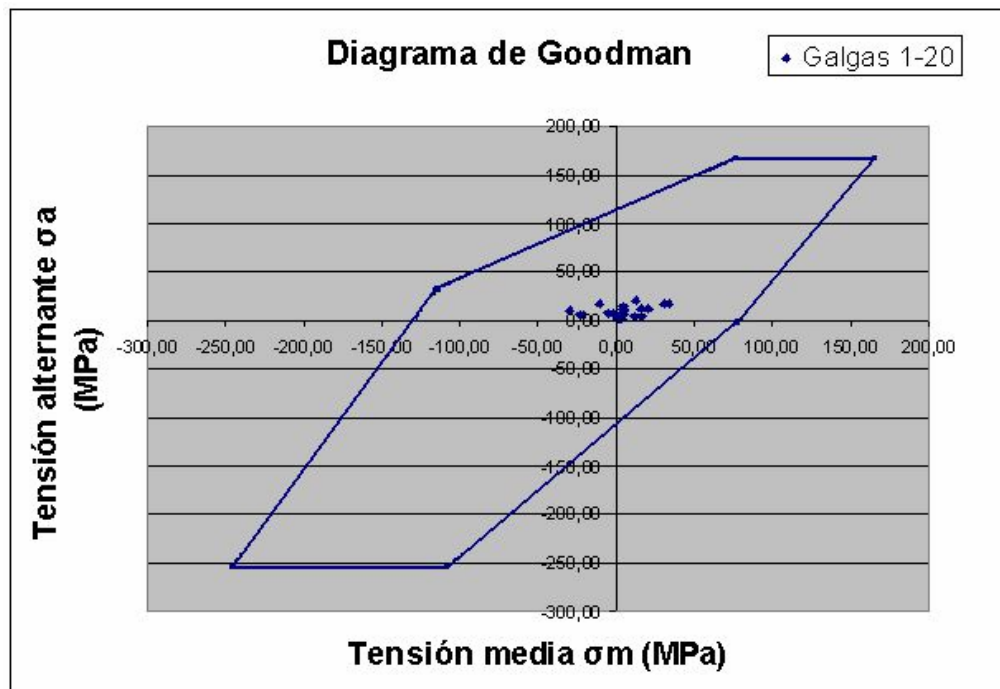


Figura 5. 35 - Diagrama de Goodman

Al superponer el diagrama de Goodman de los materiales (tomando el del acero de referencia de la ficha), **en ningún caso los valores obtenidos en los ensayos se acercan a los valores límites establecidos.**

Esto indica que se cumple la norma también en este ensayo.

Los puntos de tensión máxima en el bastidor del bogie según el modelo teórico realizado por MEF se corresponden con las posiciones de las galgas número 3, 13, 15, 16, 17 y 18.

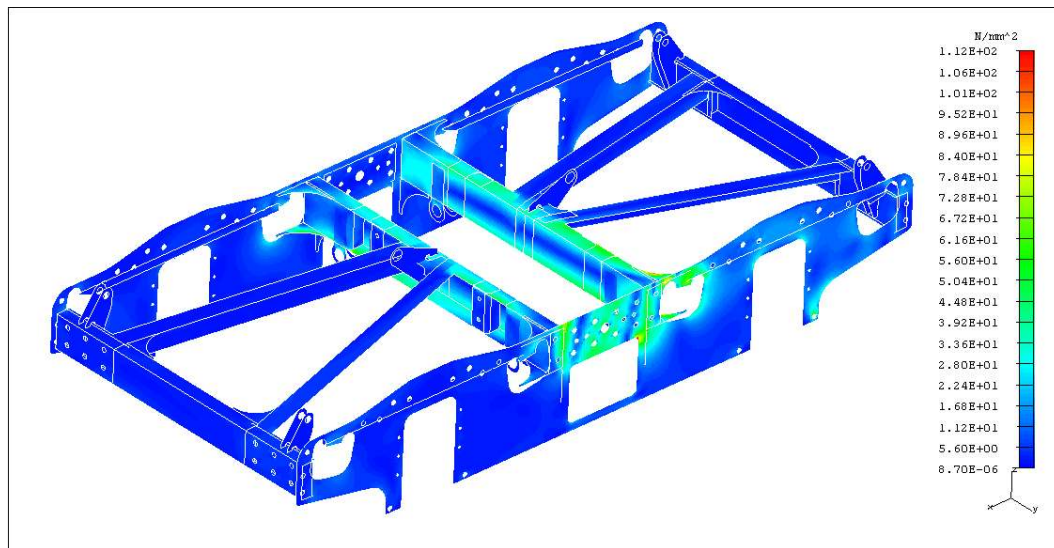


Figura 5. 36 - Tensión de Von Mises en el bastidor del bogie. Alabeo positivo.

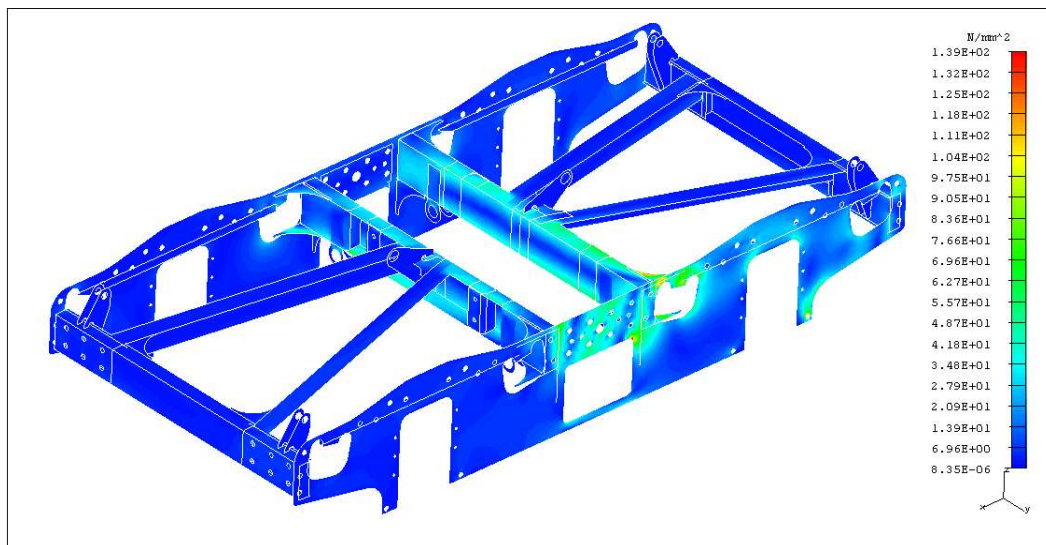


Figura 5. 37 - Tensión de Von Mises en el bastidor del bogie. Alabeo negativo.

A la vista de los valores obtenidos en las tensiones en los casos de alabeo positivo y negativo en los que el bogie está más tensionado, se deduce que se corresponden con los esperados en el modelo numérico, muy alejados de los límites del diagrama de Goodman.

Los puntos de tensión máxima en la traviesa bailadora según el modelo teórico se corresponden con las posiciones de las galgas número 6, 7 y 13 (inicial). Este último caso se debe a una acumulación de errores por redondeo del MEF.

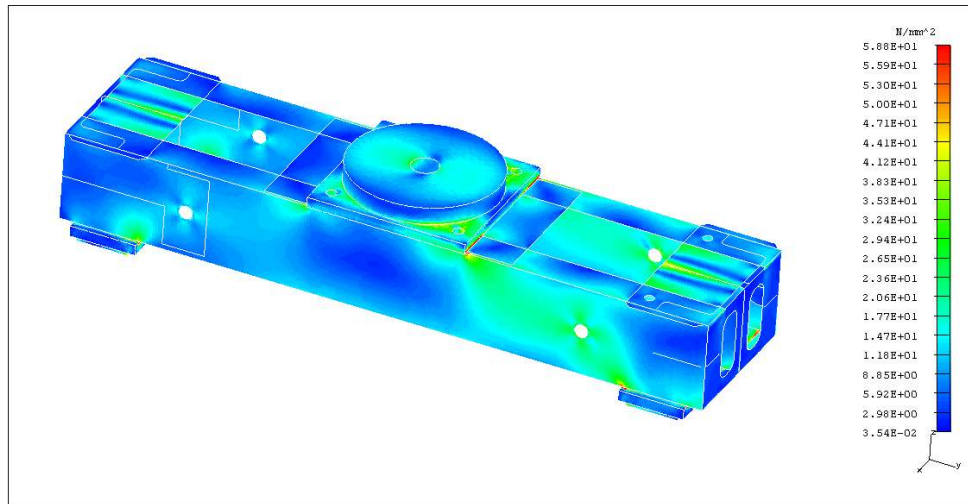


Figura 5. 38 - Tensión de Von Mises en la traviesa bailadora (ensayos 1-5)

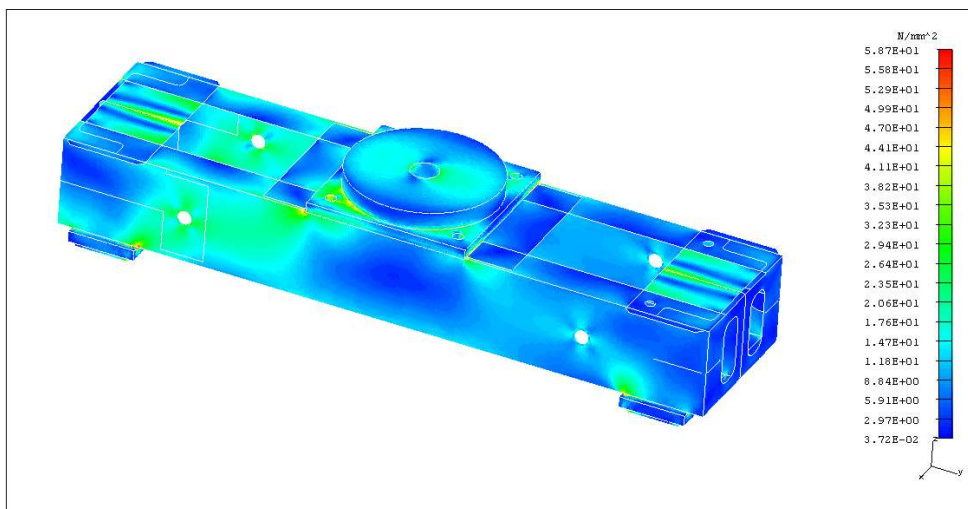


Figura 5. 39 - Tensión de Von Mises en la traviesa bailadora (ensayos 6-9)

Los valores máximos en la galga número 7, en los casos de máxima carga en la traviesa, se corresponden con los obtenidos en los ensayos, y también están muy alejados de los límites del diagrama de Goodman.

Los puntos de tensión máxima en la suspensión secundaria según el modelo numérico se corresponden con las posiciones de las galgas número 10, 11 y 12 en los tirantes, y 8 y 9 en el yugo.

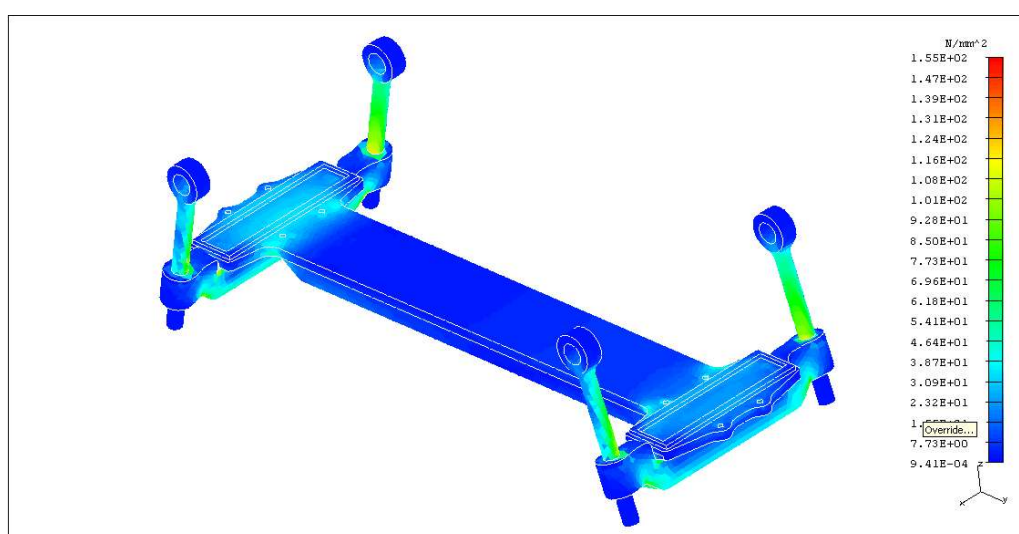


Figura 5. 40 - Tensión de Von Mises en la suspensión secundaria (ensayos 1-5)

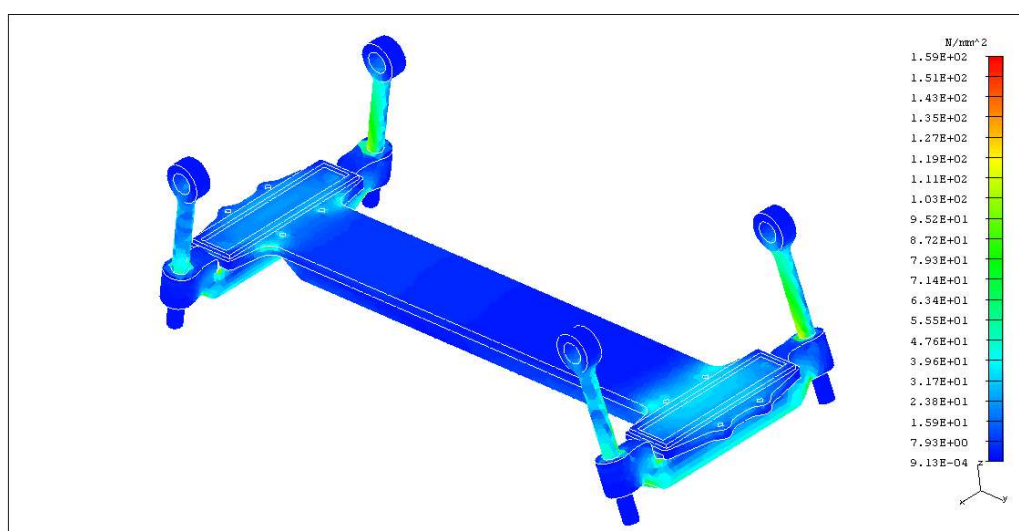


Figura 5. 41 - Tensión de Von Mises en la suspensión secundaria (ensayos 6-9)

Los valores de tensión obtenidos, en los casos de carga máxima en la suspensión secundaria, se corresponden con los esperados, y los puntos de tensión máxima se corresponden con los registrados por la galga número 12, que siguen estando dentro del límite del diagrama de Goodman del material.

Los resultados obtenidos de los ensayos realizados cumplen con la norma UIC 515-4.

5.3.- CONCLUSIONES

5.3.1.- DEFORMACIÓN ESTÁTICA Y TENSIÓN

- Las tensiones máximas y mínimas obtenidas en los diferentes puntos de medida del bogie están muy alejadas del valor del límite elástico de los materiales.
- En general, las tensiones máximas alcanzadas que se han medido con las galgas extensiométricas han sido menores que las esperadas por el modelo teórico, debido a que las posiciones eran ligeramente distintas del límite de la pieza donde se produce la concentración de tensiones, al requerirse una posición un poco más interior en la pieza para el pegado de las galgas.
- A pesar de ello, las tensiones en las zonas equivalentes son del mismo orden y en cualquier caso cumplen el criterio establecido en la ficha.

5.3.2.- SIMULACIÓN DE CARGAS EXCEPCIONALES

- La tensión de Von Mises σ_{VM} no supera en ningún punto del bastidor del bogie al límite elástico del material σ_e definido en la UIC 515-4 para zonas de soldadura y libres de ella, por lo que este ensayo **cumple** con la norma.
- El porcentaje de carga entre los valores de σ_{VM} y del límite elástico σ_e no supera en ningún caso el 20% del valor.
- Las zonas de máxima tensión del bastidor del bogie se corresponden con la zona central del larguero y las zonas de unión entre el larguero y las traviesas centrales.
- Los puntos de tensión máxima en la traviesa bailadora según el modelo teórico se corresponden con zonas de soldadura. Las tensiones de Von Mises obtenidas $\sigma_{VM} \approx 28MPa$ se corresponden con los valores obtenidos del modelo teórico y se alejan mucho del valor del límite elástico σ_e .
- El valor de tensión máxima medido en los tirantes se corresponde con el esperado por el modelo numérico, aunque no todos los valores son simétricos.
- Las tensiones medidas en el yugo tienen valores medios, mucho menores que las tensiones máximas en el resto del bogie, y del mismo orden que las esperadas por el modelo numérico, $\sigma_{VM} \approx 40MPa$.

5.3.3.- SIMULACIÓN DE LOS PRINCIPALES ESFUERZOS SUFRIDOS EN SERVICIO

- Al superponer el diagrama de Goodman de los materiales, tomando el del acero de referencia de la ficha, en ningún caso los valores obtenidos en los ensayos se acercan a los valores límites establecidos, por lo que este ensayo también **cumple** con la norma.
- Los valores obtenidos en las tensiones en los casos de alabeo positivo y negativo en los que el bogie está más tensionado, se deduce que se corresponden con los esperados en el modelo teórico, muy alejados de los límites del diagrama de Goodman.
- Los puntos de tensión máxima en la traviesa bailadora según el modelo teórico se corresponden con zonas de soldadura. Los valores máximos, en los casos de máxima carga en la traviesa, se corresponden con los obtenidos en los ensayos, y también están muy alejados de los límites del diagrama de Goodman.
- Los valores de tensión obtenidos, en los casos de carga máxima en la suspensión secundaria, se corresponden con los esperados, y los puntos de tensión máxima se corresponden con los registrados por la en uno de los tirantes, que siguen dentro del límite del diagrama de Goodman.

CAPÍTULO 6: PRUEBAS DE SEGURIDAD Y CONFORT

6.1.- REALIZACIÓN DE LOS ENSAYOS

El objetivo de este ensayo es, por un lado, el registro simultáneo y posterior análisis de la seguridad y del comportamiento dinámico de dos unidades de coche de época de pasajeros, en condiciones de tara, equipado uno de ellos con dos bogies de nueva creación y el otro coche con el modelo de bogie empleado hasta la actualidad en esos vehículos.

Por otro lado, el registro simultáneo de una unidad de coche de época de pasajeros, y una unidad de coche de época tipo restaurante, en condiciones de carga máxima, equipados ambos con dos bogies de nueva creación.

Como documento relacionado con el ensayo se tiene la norma UNE-EN 14363:2005 *Ensayos para la aceptación del comportamiento dinámico de los vehículos ferroviarios*, realizando un compendio de las fichas UIC 518 y 432. En cualquier caso, los ensayos indicados en esta norma se aplican a vehículos que circulan sobre vías de ancho normal (1435 mm), desarrollando por analogía los correspondientes al caso del bogie del tren de época que circula por vía de ancho métrico.

Ha de tenerse en cuenta, por tanto, que los valores límite que aparecen en la norma se deben tener en cuenta siempre sólo como referencia, y no como mandatarios.

6.1.1.- CARACTERÍSTICAS DEL VEHÍCULO

Los coches de época estudiados son coches para transporte de viajeros en vía de ancho métrico.

Los coches que están actualmente en circulación están equipados con bogies fabricados en la primera mitad del siglo pasado, lo que conlleva bajas velocidades de circulación (50 km/h) y elevados costes de mantenimiento. Por este motivo se decidió la creación de bogies nuevos con la indicación expresa de respetar el aspecto de los existentes con el fin de no romper la armonía estética del material de época.

El ensayo de estos nuevos bogies pretende comprobar que los parámetros de circulación igualan o, incluso, mejoran los del bogie existente de tal forma que pueda incrementarse la velocidad de circulación de los coches, puesto que el mantenimiento será más reducido y la búsqueda de piezas de sustitución más sencilla que con los actuales.

Otras características de los coches son:

	Viajeros	Restaurante
Longitud entre acoplamientos	13,32 m	14,94 m
Altura		3,55 m
Anchura		2,7 m
Peso del vehículo en tara	16 T	18,4 T
Peso del vehículo en carga máxima	18,6 T	21,7 T
Capacidad	44	17
Nº unidades	10	2

6.1.2.- CONDICIONES Y MÉTODO DE APLICACIÓN

Las pruebas se efectuarán en condiciones de tara y en condiciones de carga máxima, aunque el número de asientos existente en los coches implique que la diferencia tara-carga no sea elevada.

De acuerdo con las indicaciones de la norma UNE-EN 14363:2005 ha de realizarse un ensayo parcial en línea con método simplificado, verificando el comportamiento dinámico para la evaluación de la seguridad de circulación y la calidad de marcha del vehículo sobre la base de la medición de las aceleraciones en el bastidor del bogie y en el interior de la caja del vehículo.

Los parámetros de registro son:

- Aceleración lateral del bogie
- Aceleración lateral y vertical en la caja

En el ensayo se utilizan dos coches, uno equipado con bogies de nueva construcción y otro con los bogies utilizados actualmente. Además, con el ensayo se pretende determinar la velocidad máxima a la que se pueda circular con los bogies de nueva creación dentro de los parámetros de circulación adecuados.

El ensayo se realizará con dos composiciones formadas por dos coches (coche – bar y coche de viajeros) con las características siguientes:

- Composición con bogies antiguos
- Composición con bogies nuevos

6.1.3.- CIRCULACIONES DEL ENSAYO

Ha de realizarse una circulación con cada coche en ambos sentidos de circulación en condiciones de tara. La velocidad máxima de circulación es de 60 km/h como se ve reflejado en la limitación establecida para los vagones.

Por otro lado, la vía por la que circula el tren no permite velocidades mucho mayores. No obstante, la velocidad máxima actual de circulación es de 50 km/h y será a la que se circule con el coche equipado con los bogies actuales.

Como la construcción de los bogies nuevos pretendería también un posible incremento de la velocidad de circulación, en las pruebas con el coche equipado con éstos se debe incrementar la velocidad de circulación hasta que los valores de aceleración se acerquen a los límites establecidos en la norma.

En cualquier caso, se debe prestar especial atención hasta los 50 km/h para que los datos obtenidos puedan compararse con los del otro coche equipado con los bogies actuales.

6.1.4.- PROTOCOLO DE ENSAYO

El procedimiento de ensayo consiste en:

1. Formar un tren con las dos composiciones y desplazarse hasta la zona más alejada del punto de partida, visualizando durante el trayecto los datos de aceleraciones y registrando los mismos.
2. Estacionar la composición más alejada de la locomotora.
3. Hacer el recorrido de ensayo
4. Volver a la zona de estacionamiento del punto 2 para cambiar la composición.
5. Hacer el recorrido de ensayo.
6. Volver a la zona de estacionamiento del punto 2 para formar un tren con las dos composiciones.
7. Volver al punto 1 y estacionar una composición, visualizando los datos de aceleraciones durante el recorrido y registrando los mismos.
8. Hacer el recorrido de ensayo.
9. Volver al punto 1 para cambiar de composición.
10. Hacer el recorrido de ensayo.

Todo este procedimiento se realizaría en vacío y en carga máxima. Para simular los viajeros se utilizan 3 sacos de arena de 25 kg cada uno, encima de los asientos y situados a lo largo de la barra del coche – restaurante.

El recorrido de registro de datos, incluyendo los trayectos de ida y vuelta hasta la zona más alejada del punto de partida, se estima en 50km en total.

Para emplear el menor tiempo posible en la formación y cambio de las composiciones, se realiza la preinstalación de la toma de datos a los tres vagones necesarios, de forma que únicamente sea necesario cambiar los acelerómetros.

6.2.- ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

6.2.1.- TOMA DE DATOS Y EVALUACIÓN

Al tratarse de un ensayo comparativo se acepta que los valores resultantes del coche equipado con bogies actuales son la referencia para valorar el comportamiento del coche con los bogies de nueva creación en los rangos de velocidad coincidentes para ambos.

Estos valores de referencia serán:

1. Calidad de marcha:

- Aceleración trasversal de caja.
- Aceleración vertical de caja.
- Valor eficaz de aceleración transversal.
- Valor eficaz de aceleración vertical.

2. Seguridad:

- Aceleración transversal de caja.
- Aceleración vertical de caja.
- Aceleración transversal de bogie.

- Aceleración transversal límite en bogie.

Los límites para las magnitudes registradas son los valores recogidos en la norma UNE-EN 14363:2005 para vehículos de pasajeros a bogies, siempre y cuando la vía cumpla con la calidad requerida en el Anexo C de la citada norma.

Siendo la tara del bogie 4700 kg los valores límite son los siguientes:

ANÁLISIS	MAGNITUD	FILTRO	VALOR LÍMITE UIC 518
CALIDAD DE MARCHA	Aceleración lateral en caja	$\ddot{y}_q^+ I$	2,5 m/s ²
		$\ddot{y}_a^+ II$	
	Aceleración vertical en caja	$\ddot{z}_q^+ I$	2,5 m/s ²
		$\ddot{z}_q^+ II$	
	Aceleración eficaz lateral en caja	$s\ddot{y}_q^+ I$	0,50 m/s ²
		$s\ddot{y}_q^+ II$	
	Aceleración eficaz vertical en caja	$s\ddot{z}_q^+ I$	0,75 m/s ²
		$s\ddot{z}_q^+ II$	

Tabla 6. 1 - Valores límite para los parámetros de calidad de la marcha

ANÁLISIS	MAGNITUD	FILTRO	VALOR LÍMITE UIC 518
SEGURIDAD	Aceleración lateral en bogie	$\ddot{y}_s^+ 1$	11,36 m/s ²
		$\ddot{y}_s^+ 2$	
	Aceleración lateral en caja	$\ddot{y}_s^+ I$	3 m/s ² (Rectas/curvas gran radio) 2,8 m/s ² (400 m ≤ R ≤ 600 m) 2,6 m/s ² (250 m ≤ R < 400 m)
		$\ddot{y}_s^+ II$	

	Aceleración vertical en caja	$\ddot{z}_s^* /$	Paso banda 0,4 – 4 Hz	3 m/s ²
		$\ddot{z}_s^* //$	Paso banda 0,4 – 4 Hz	
	INESTABILIDAD Aceleración lateral en bogie	$s\ddot{y}_s^+ /$	Paso banda f_0 ± 2 Hz	5,68 m/s ²

Tabla 6. 2 - Valores límite para los parámetros de seguridad

Siempre hay que tener en cuenta que los valores límite que aparecen en la norma UIC 518 se refieren a ancho de vía internacional (1435 mm), mientras que los bogies de estudio circulan por vía de ancho métrico (1000 mm).

Por lo tanto, dichos valores de la norma han de tomarse siempre como **referencia** y no como mandatorios.

En el caso de no alcanzarse con el bogie de nueva creación los valores de la ficha UIC, se tomarían como valores aceptables los obtenidos con el coche equipado con los bogies actuales.

6.2.2.- ANÁLISIS PREVIO DE LAS SEÑALES

El presente apartado es una muestra del análisis de las señales capturadas en la campaña de medida.

En concreto se trata del primero de los registros capturados tras el cambio del vagón restaurante por un vagón de pasajeros y descarga del lastre del vagón de pasajeros con bogies nuevos.

Las siguientes gráficas corresponden a los sensores 8 y 11. El acelerómetro número 8 se instaló sobre el bogie nuevo en un vagón de pasajeros sin lastre y el acelerómetro número 11 se instaló sobre el bogie antiguo en el vagón restaurante sin lastre.

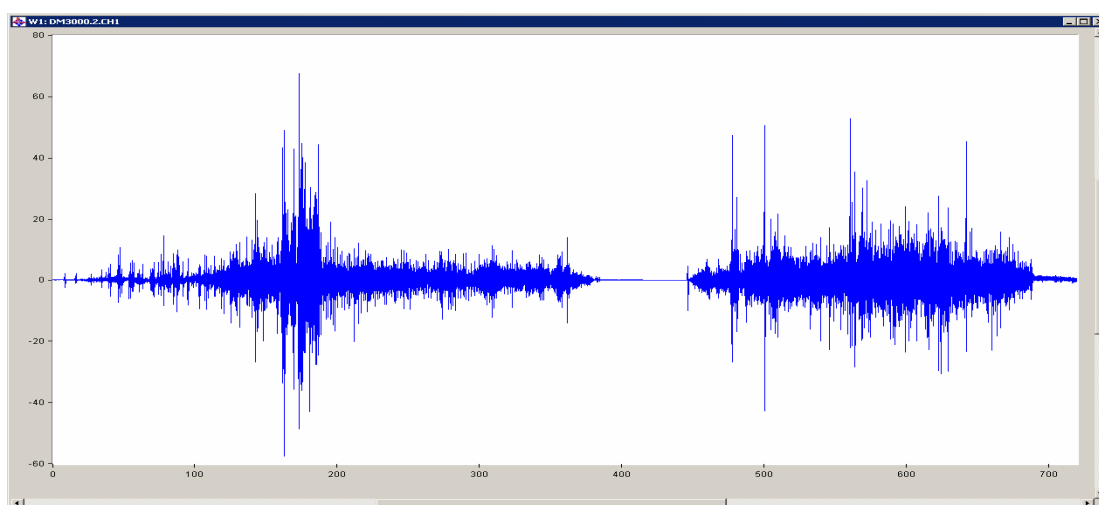


Figura 6. 1 - Acelerómetro 8 situado en bogie nuevo

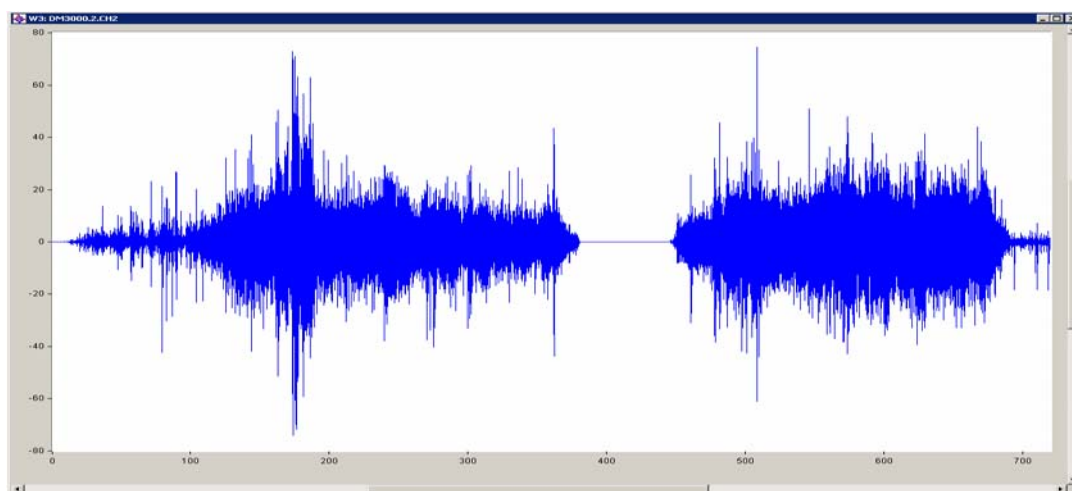


Figura 6. 2 - Acelerómetro 11 situado en bogie antiguo

A priori se observa cómo el bogie nuevo registra valores menores de aceleración transversal.

Sin embargo, debido a las características del acelerómetro, se registran frecuencias mucho mayores que las que son objeto de estudio, por lo que es preciso filtrar la señal conforme a lo establecido en el apartado del protocolo de ensayos.

En este primer análisis se realiza un filtro paso bajo con frecuencia de corte 10Hz para a continuación aplicar dicho filtro a las señales antes mostradas. La plantilla empleada para el filtro es:

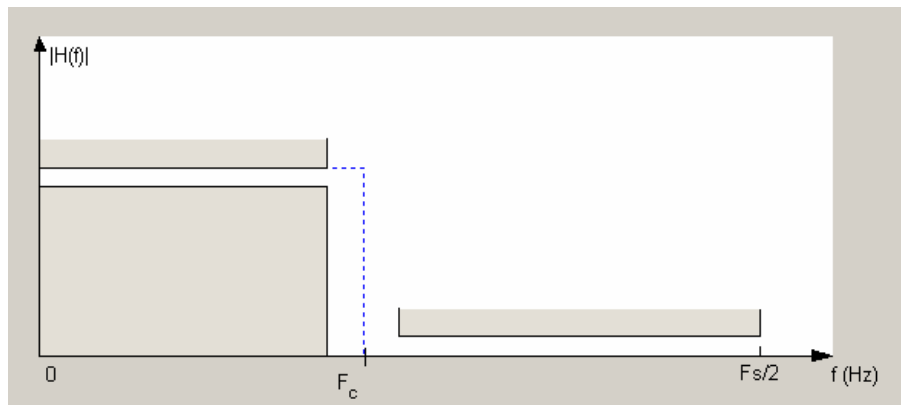
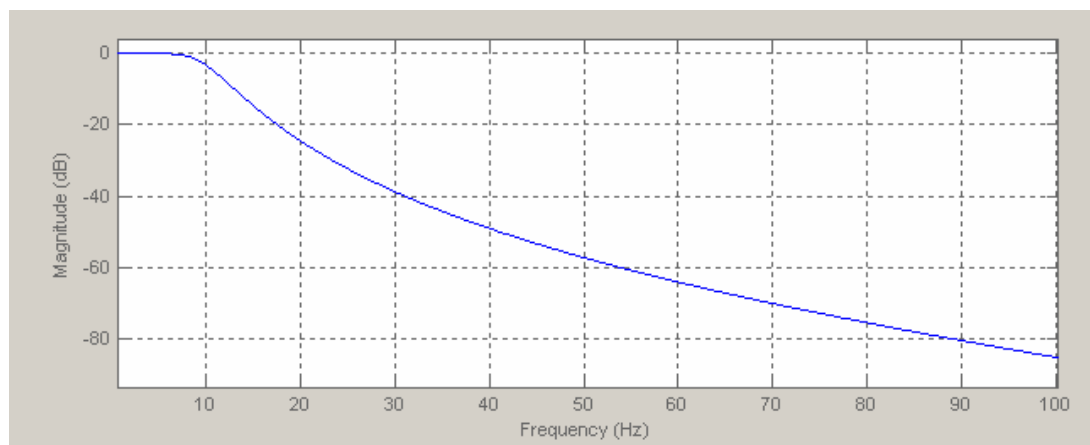


Figura 6. 3 - Plantilla para diseño del filtro

Tomando como $F_{c1} = 0,4\text{Hz}$ y $F_{c2} = 10\text{Hz}$.

El filtro elegido es un filtro de cuarto orden de tipo Butterworth (se tomó este orden para realizar un procesamiento rápido de los datos, sin embargo para un posterior análisis se debe elegir un orden superior).

La respuesta en frecuencia que corresponde al filtro diseñado es:



F

igura 6. 4 - Respuesta en frecuencia del filtro

Y los coeficientes del mismo:

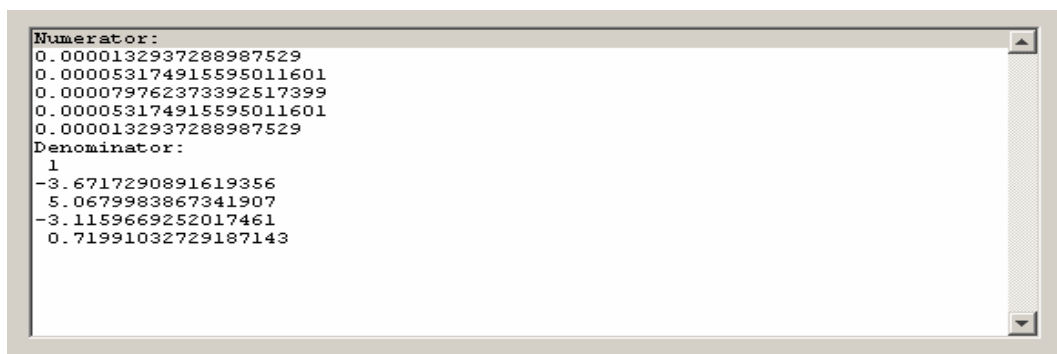


Figura 6. 5 - Coeficientes del filtro paso banda

El resultado de filtrar la señal del bogie nuevo (acelerómetro 8) nos da como resultado:

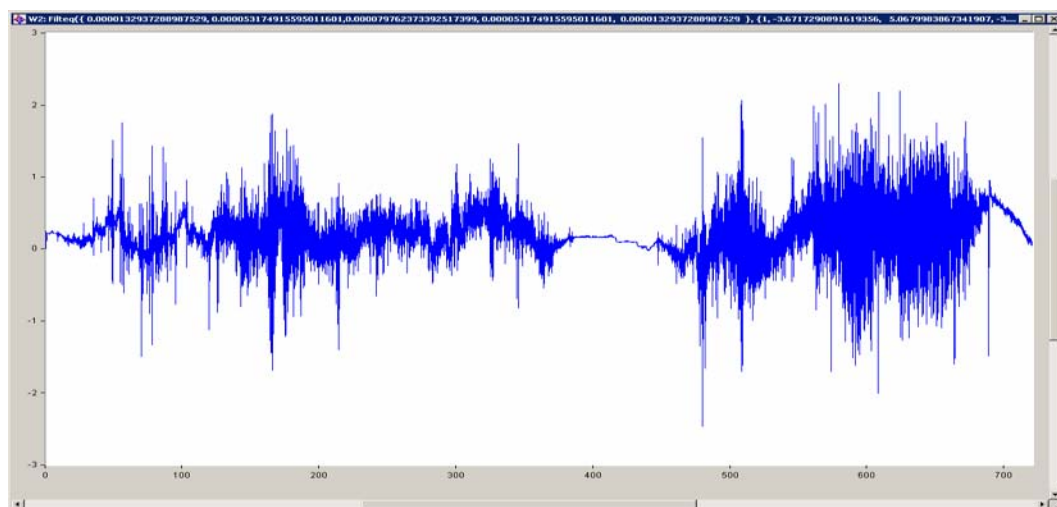


Figura 6. 6 - Señal acelerómetro 8 filtrada con paso bajo de 10 Hz

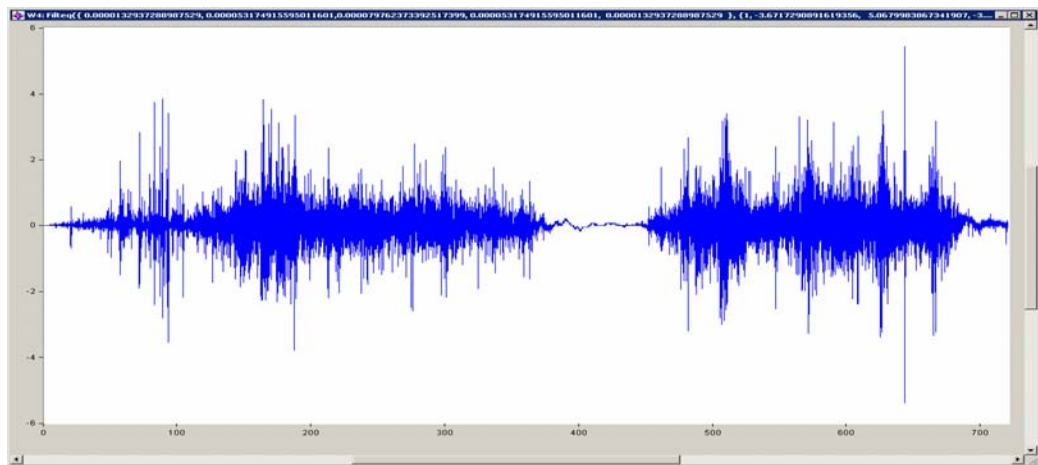


Figura 6. 7 - Señal acelerómetro 11, filtrada con filtro paso bajo de 10 Hz

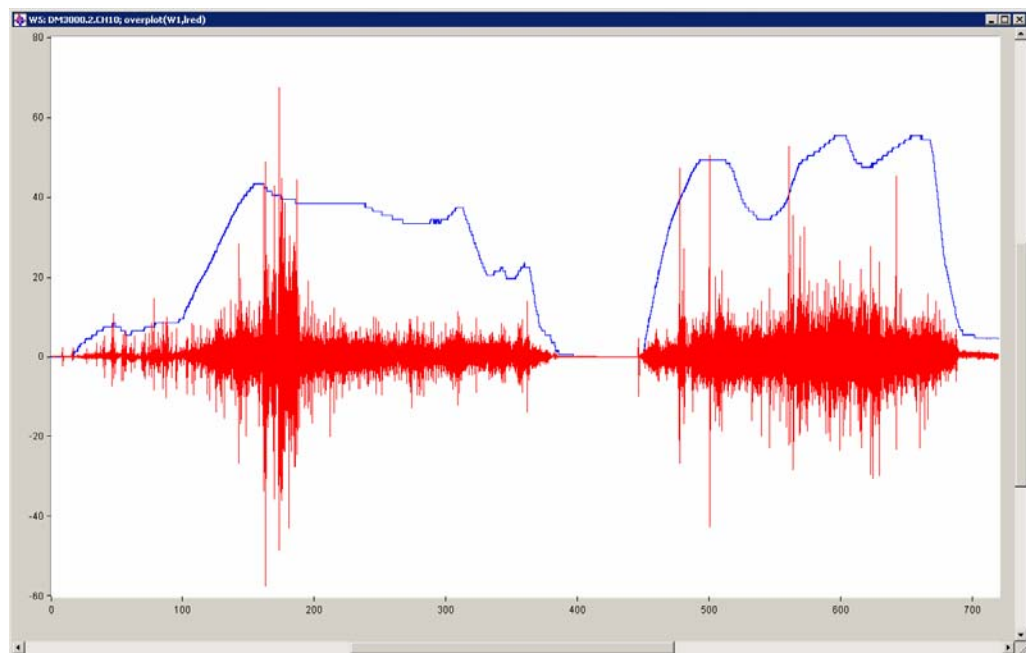


Figura 6. 8 - Representación de velocidad y aceleración (acelerómetro 8)

Como se puede apreciar en este análisis previo, el análisis rudimentario de los datos con un filtro de cuarto orden sólo permite obtener unos ciertos valores máximos y mínimos de las aceleraciones a lo largo de todo el recorrido.

Para calcular los parámetros que establece la norma UIC 518-1 relativa a la seguridad y a la calidad de la marcha, y de este modo poder comparar con un mayor grado de complejidad los datos obtenidos en las medidas con bogie nuevo respecto al bogie antiguo, es necesario utilizar un software más avanzado y un cálculo más preciso.

Se ha utilizado una aplicación informática desarrollada en Matlab 7.4.0 (R2007a) para el cálculo de los parámetros de seguridad y confort, en base a la ficha UIC 518.

Se trata de un programa fácilmente adaptable a diferentes condiciones de la vía, ancho de vía e insuficiencia de peralte admisible, así como a las condiciones de los vagones, con parámetros tales como la masa por eje o la masa de los bogies, y permite variar las condiciones de filtrado de las señales de entrada.

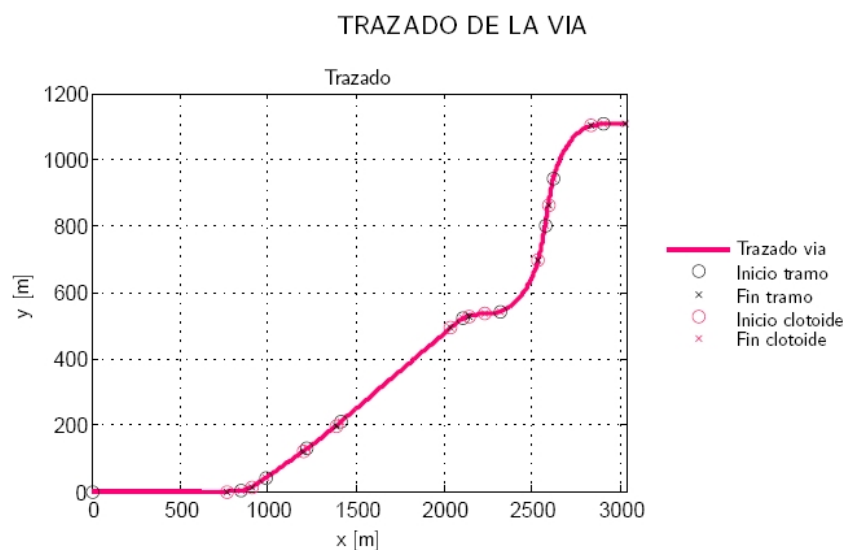
Se trata de un entorno perdurable, que se puede instalar en cualquier ordenador personal, con unos requisitos mínimos del procesador de 3.0 GHz y una memoria mínima de 1GB de RAM para su correcto funcionamiento.

6.2.3.- METODOLOGÍA DE ANÁLISIS

A continuación se detalla el proceso de análisis detallado de las señales, en concreto para el último de los registros capturados tras el cambio del vagón restaurante por un vagón de pasajeros con bogies antiguos y descarga del lastre del vagón de pasajeros con bogies nuevos. Los pasos que se siguen en el estudio del comportamiento del vehículo y análisis de los datos obtenidos son:

- Trazado de la vía.
 - Tipo de trazado de la vía. Se establecen 3 ó 4 tipos de vía: recta, curva con radio pequeño, mediano o grande.

Puede tomarse un tramo representativo del trazado de la vía, que se detalla a continuación, clasificando las secciones en rectas, curvas de gran radio, de radio pequeño y clotoides correspondientes.



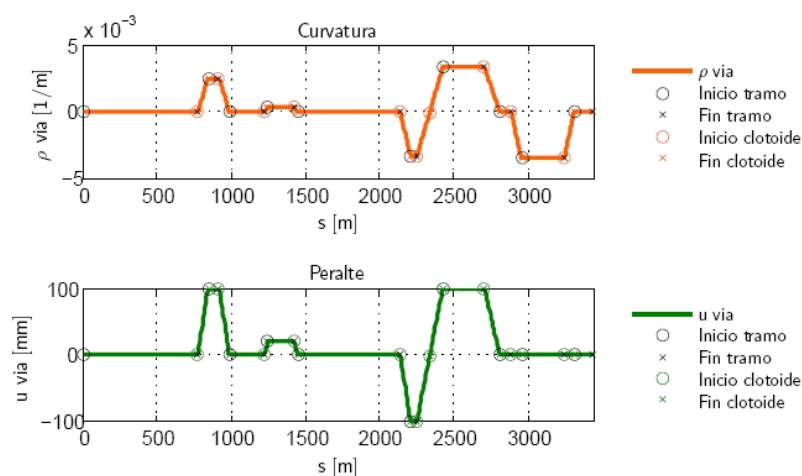


Figura 6. 9 - Trazado de la vía

- Se condensa toda esta información en una tabla:

PK Inicio	PK Fin	Curvatura	Peralte	Tipo
0	768,13	0	0	1
768,13	849,12	0,0025	0,1	-3
849,12	912,31	0,0025	0,1	3
912,31	993,31	0,0025	0,1	-3
993,31	1222,3	0	0	1
1222,3	1246,3	0,00033333	0,02	-2
1246,3	1421,7	0,00033333	0,02	2
1421,7	1449,7	0,00033333	0,02	-2
1449,7	2135,1	0	0	1
2135,1	2210,2	-0,00333333	-0,1	-4
2210,2	2254,3	-0,00333333	-0,1	4
2245,3	2335,6	-0,00333333	-0,1	-4
2335,6	2428	0,00333333	0,1	-4
2428	2703,2	0,00333333	0,1	4
2703,2	2814,3	0,00333333	0,1	-4
2814,3	2878,1	0	0	1
2878,1	2959,8	-0,0035088	0	-4
2959,8	3241,8	-0,0035088	0	4
3241,8	3311,2	-0,0035088	0	-4
3311,2	3433,9	0	0	1

Tabla 6. 3 - Distribución de tramos de vía

- Frecuencia de muestreo. Se establece en 500 Hz.

- Filtrado de la señal. El filtro se programa en función de esa frecuencia de muestreo y de las condiciones que establece la norma.

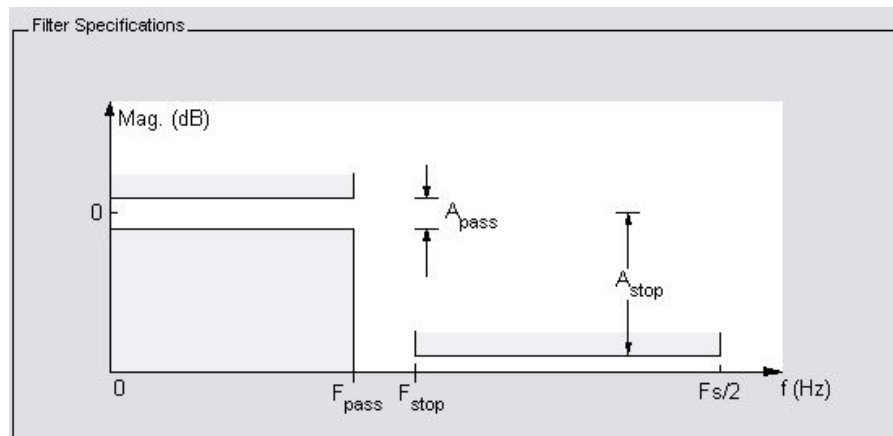


Figura 6. 10 - Filtro de paso bajo

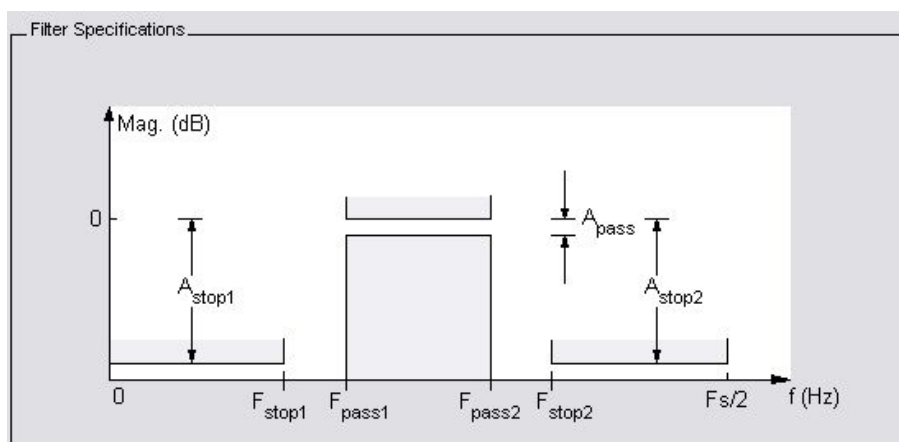


Figura 6. 11 - Filtro de paso banda

- Irregularidades de la vía. Al no poseer los datos reales de la vía, se han tomado para el cálculo los datos obtenidos de una simulación, que cumplen con los límites establecidos con la norma y puede perfectamente corresponderse con unos datos habituales para una vía cualquiera.

- Caso de ensayo. La norma UIC define para el confort 5 casos de ensayo distintos y para la seguridad otros 2 casos de ensayo, según las condiciones y la magnitud concreta que se quiera medir en cada caso.
- Troceado de cada tramo en segmentos de longitud $L = 100m$. Se desechan los metros de vía que excedan de un determinado tramo.

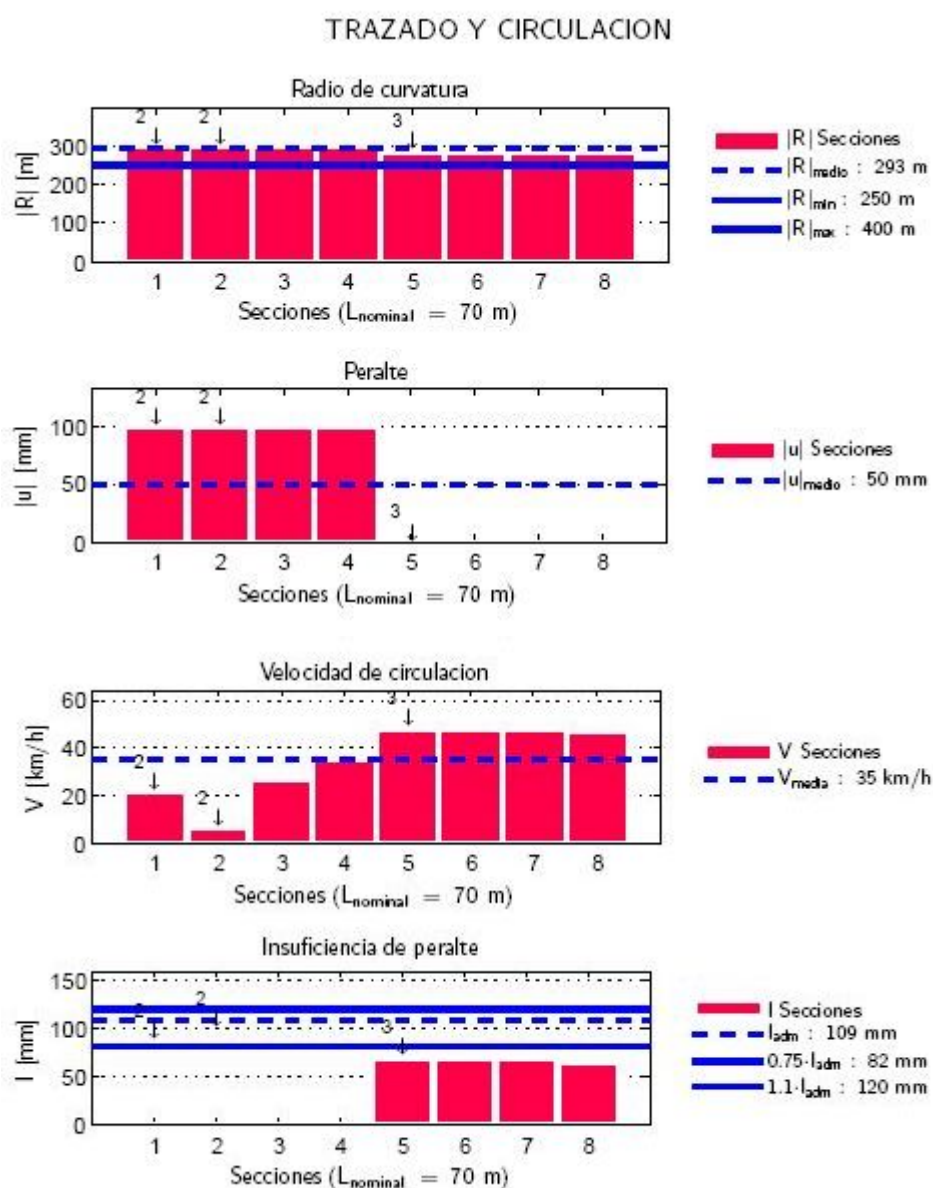


Figura 6. 12 - Datos de circulación

Se obtienen unas gráficas de histograma donde las barras representan cada una de las secciones de estudio. Aparece sobre cada barra un número con una flecha, que indica que a partir de esa barra se está estudiando ese tramo, hasta el siguiente número indicativo.

- Análisis estadístico de las magnitudes de evaluación.
 - La aceleración lateral tendrá diferente signo según hacia el lado que va la curva. El criterio de signos es:

$$a_{lat} > 0 \text{ - curva a derechas}$$

$$a_{lat} < 0 \text{ - curva a izquierdas}$$

- Se obtienen gráficamente los valores medios de la aceleración estudiada, para cada una de las secciones en que se dividió el trazado de la vía.

$$\hat{x}_{\max} = \bar{x} + k\sigma \text{ (línea azul) para el valor máximo del trazado}$$

$$x_{\lim} \text{ (línea roja) para el valor límite establecido en la norma}$$

- Características del vehículo. De cara al cálculo de alguno de los casos es necesario conocer:
 - Tipo de vehículo. Determina el valor límite para cada caso. En este caso se trata de un vehículo convencional remolcado.
 - Masa total del bogie. $M_b = 4700kg$
 - Carga por eje. Depende en cada caso del estado de carga del vehículo.

- Finalmente se obtiene una gráfica resumen en la que aparecen las medidas reales (sin filtrar) de los acelerómetros, en nuestro ejemplo 2, y en la parte inferior los valores obtenidos del análisis estadístico como barras independientes para cada acelerómetro en un histograma, y la línea del valor límite establecido por la norma UIC con el que compararlos.
- El programa desarrollado en *Matlab* genera una serie de ficheros donde se resumen los resultados obtenidos, que se pueden leer con el *WordPad* por un lado, y mediante un programa, como ficheros de *Excel*.

6.2.4.- CASOS DE SEGURIDAD

6.2.4.1.- ACELERACIÓN LATERAL EN BASTIDOR DEL BOGIE

El filtro utilizado en este primer caso de análisis tiene las siguientes características:

Frecuencia de muestreo:	$F_s = 500 \text{ Hz}$
Tipo:	Filtro de paso bajo
Frecuencia de corte:	$F_c = 10 \text{ Hz}$
Atenuación:	$\geq 24 \text{ dB/octava}$
Tolerancia:	$\pm 0,5 \text{ dB}$ hasta la frecuencia de corte $\pm 1 \text{ dB}$ a partir de ahí

Tabla 6. 4 - Características del filtro para el caso de Seguridad 1

El filtro calculado cumple con la frecuencia de corte $F_c = 10.1 \text{ Hz}$, con valores de control enteros.

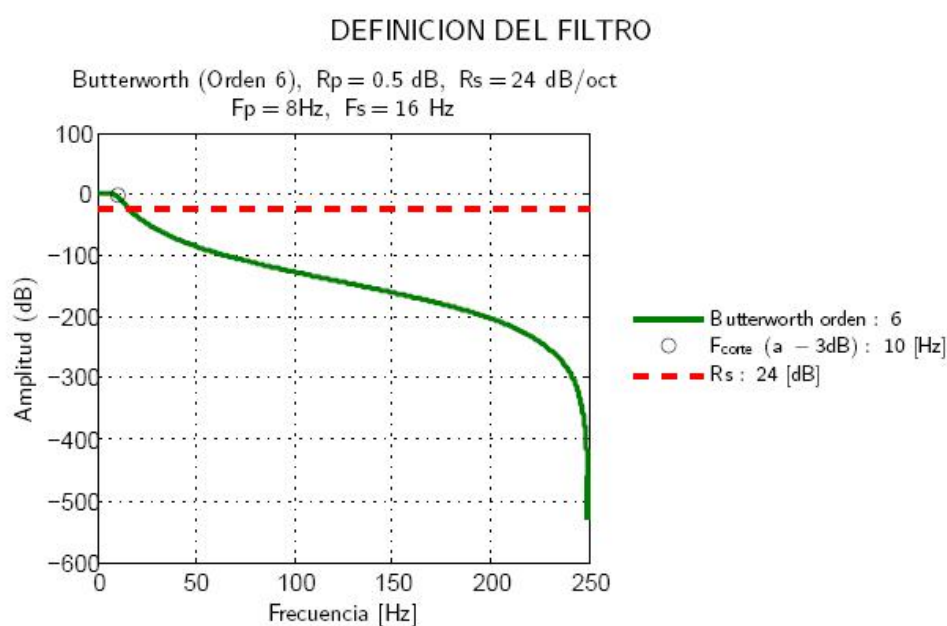
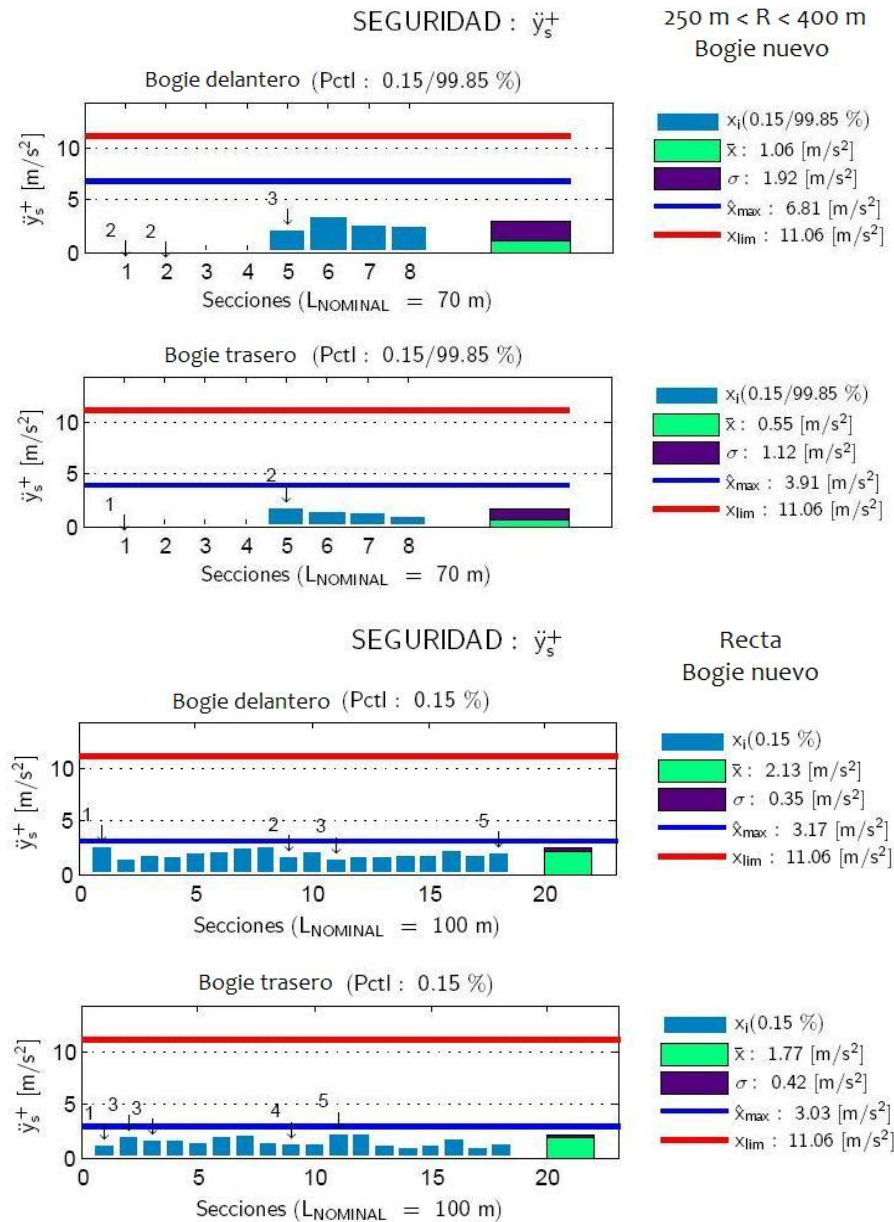


Figura 6. 13 - Filtro para el caso de Seguridad 1

Los datos obtenidos en el tramo de estudio para bogies nuevos, por secciones son:



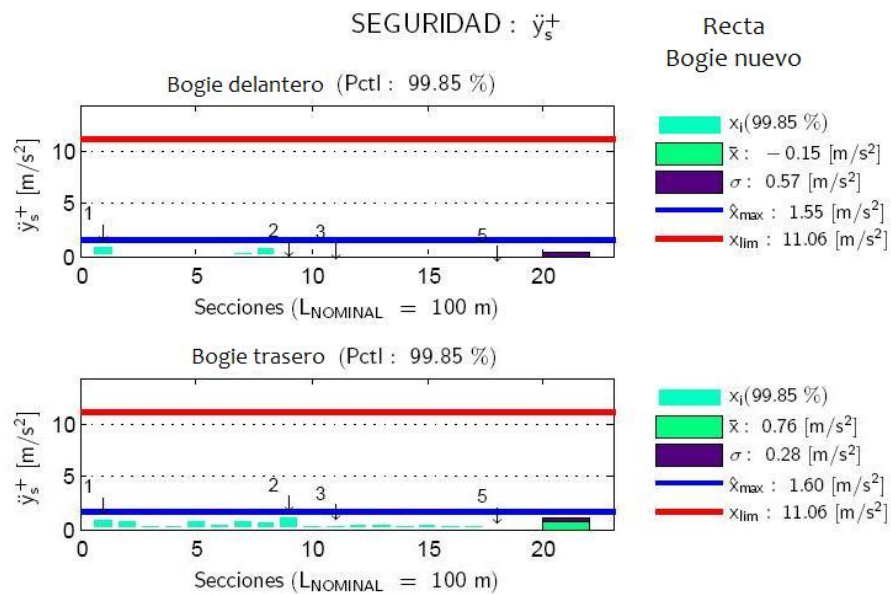
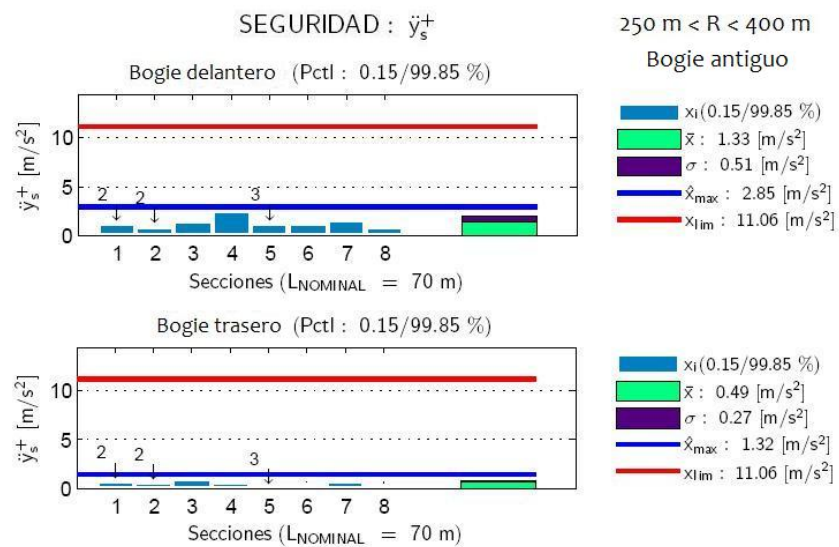


Figura 6. 14 - Aceleración lateral por tramos, Seguridad 1, bogie nuevo

Y los datos obtenidos en el tramo de estudio para bogies antiguos, por secciones, para radios de curvatura pequeña y rectas respectivamente, son:



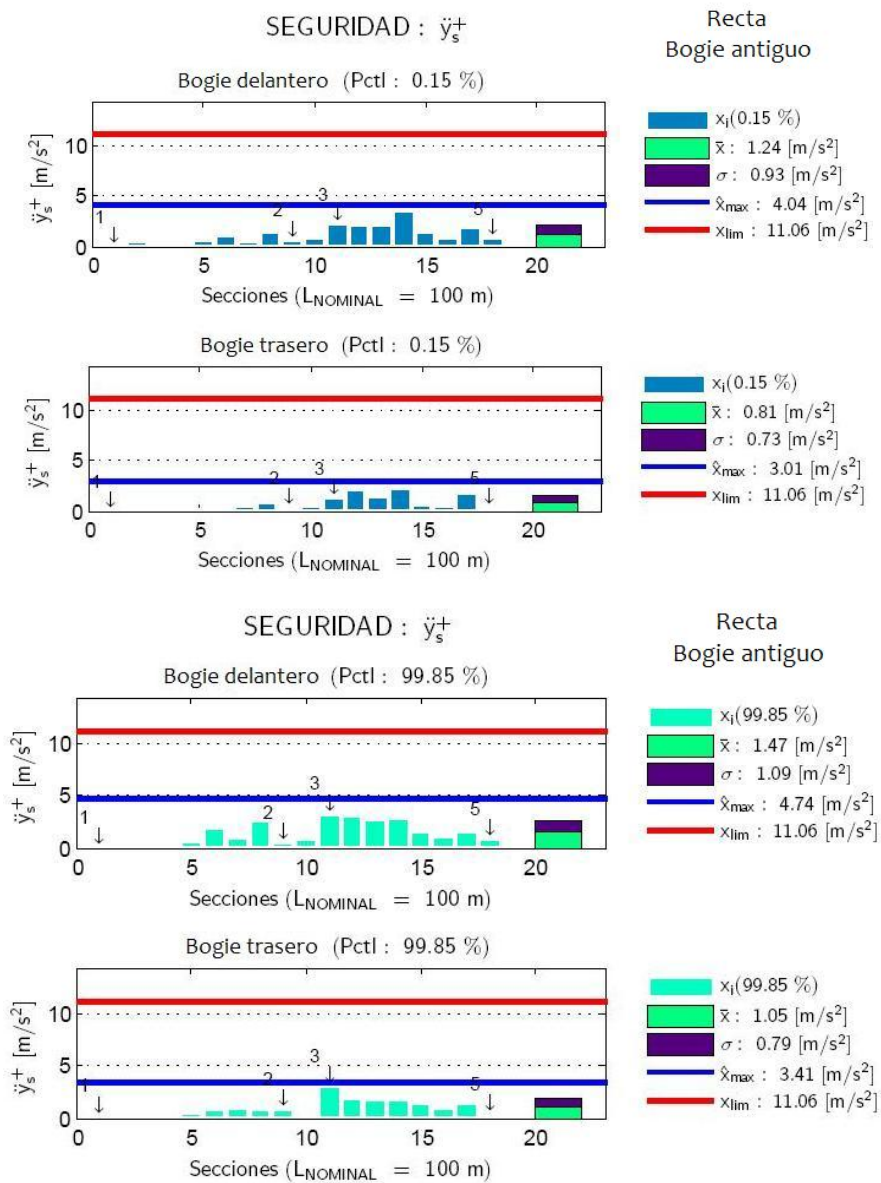


Figura 6. 15 - Aceleración lateral por tramos, Seguridad 1, bogie antiguo

Tal y como se puede apreciar en estos valores, en ambos casos los valores máximos obtenidos están bastante alejados de los valores límites establecidos por la norma.

Como resumen se extraen las siguientes gráficas de los valores medidos en cada bogie y la relación entre los valores promedio y los valores límite.

Para los bogies nuevos, en recta, curvas de radio pequeño y de radio grande respectivamente:

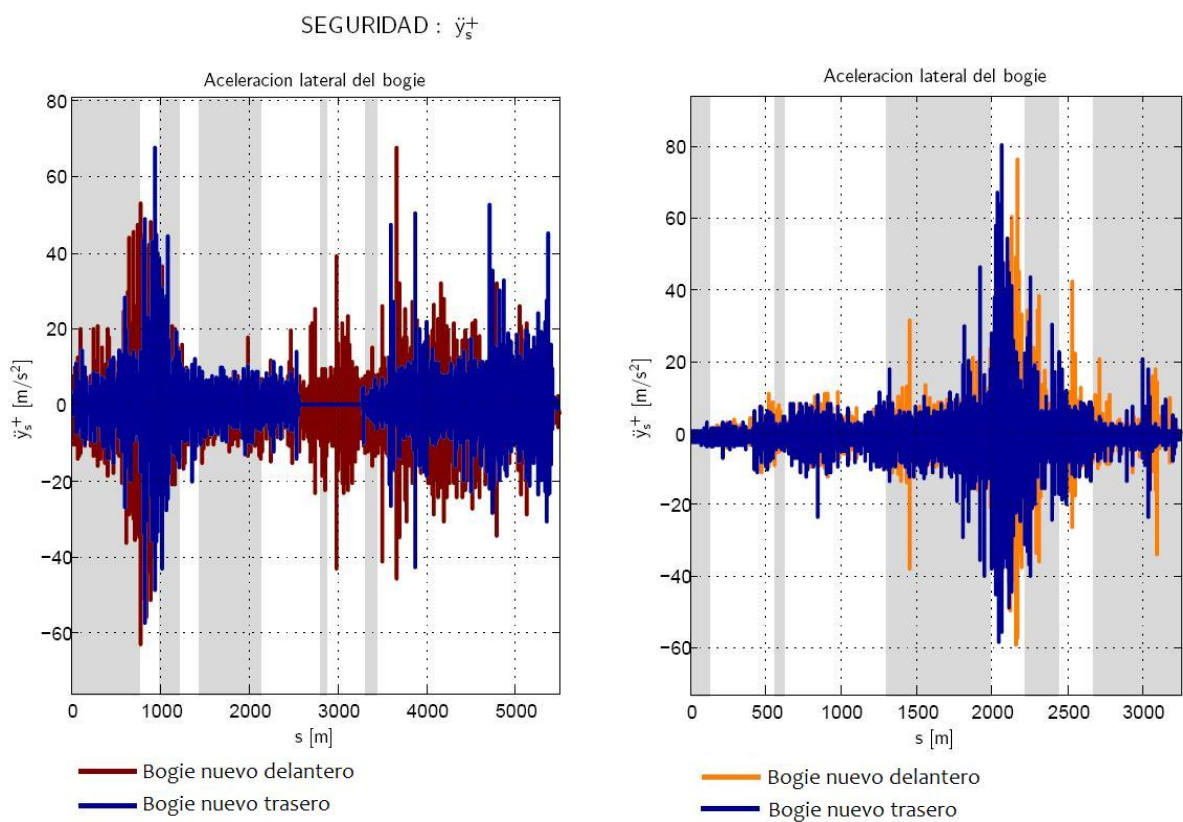
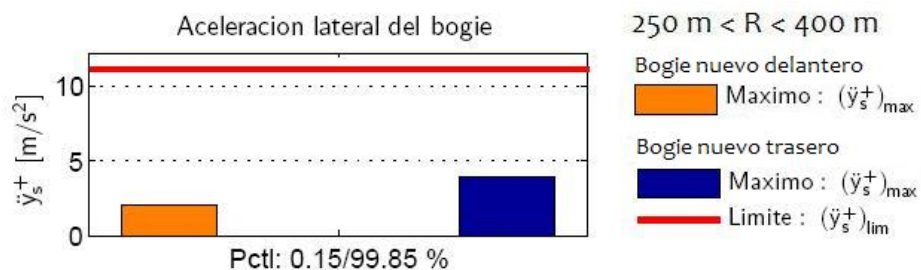


Figura 6. 16 - Aceleración lateral medida en el bastidor del bogie nuevo



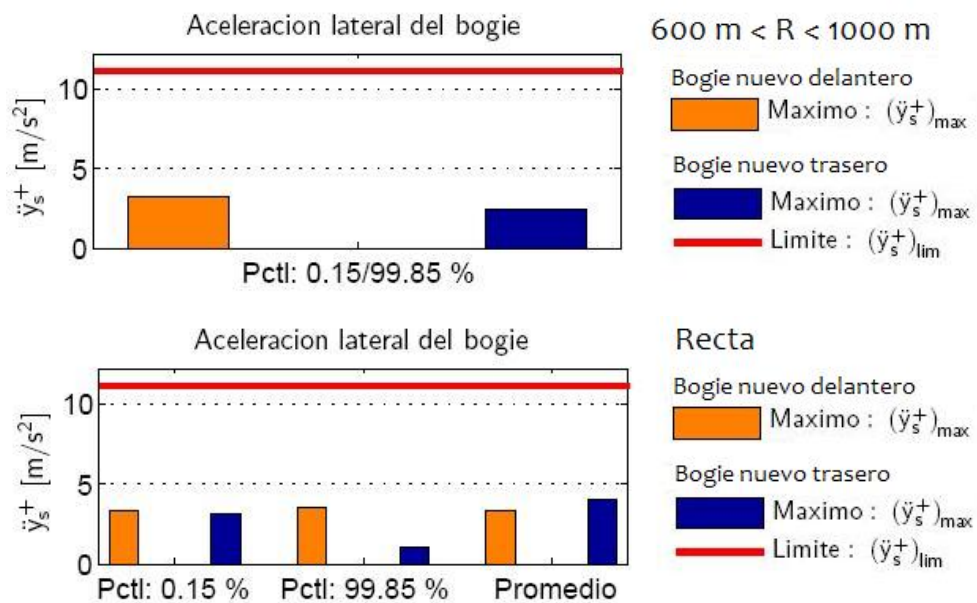


Figura 6. 17 - Valores máximos de aceleración lateral, Seguridad 1, bogie nuevo

Para los bogies antiguos, en recta, curvas de radio pequeño y de radio grande respectivamente:

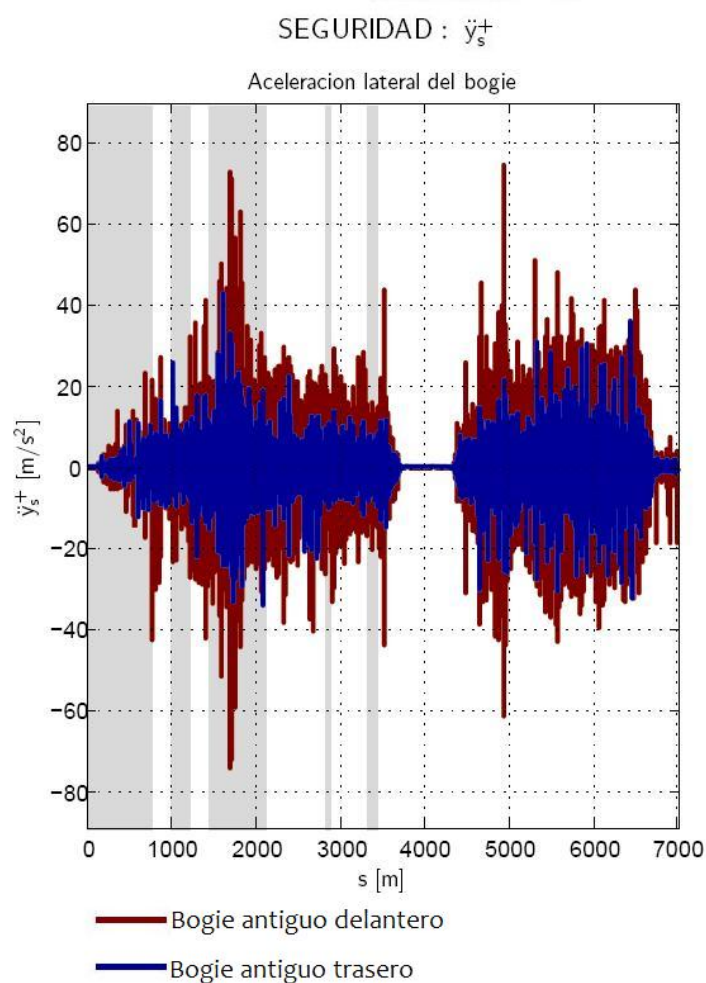
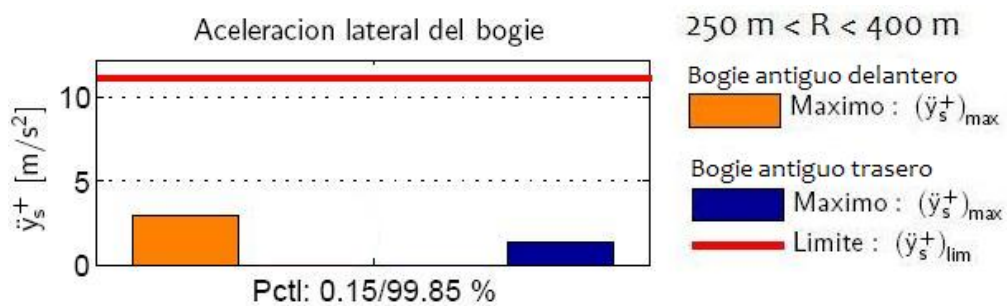


Figura 6. 18 - Aceleración lateral medida en el bastidor del bogie antiguo



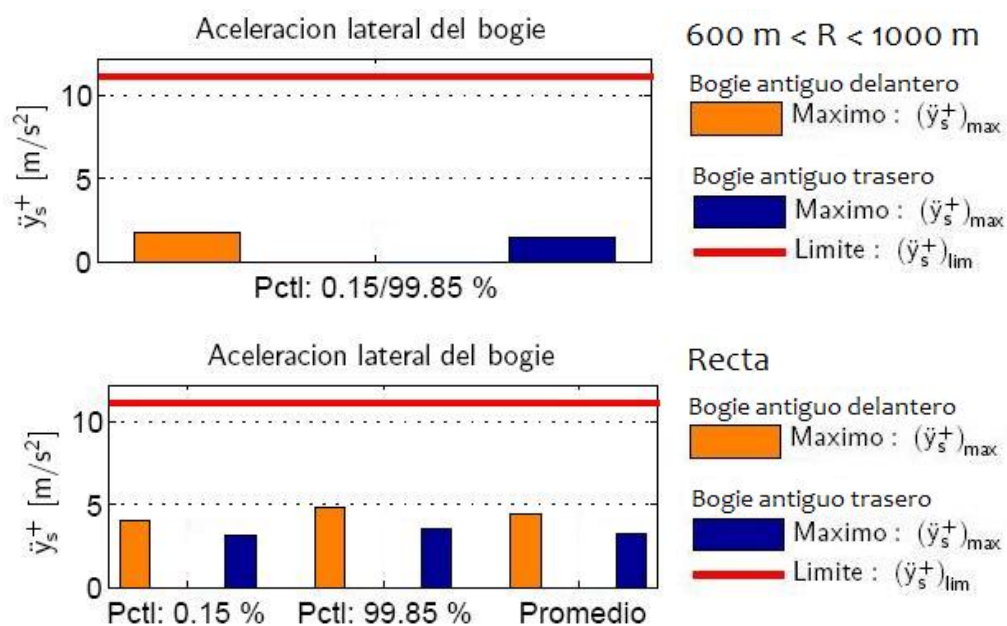


Figura 6. 19 - Valores máximos de aceleración lateral, Seguridad 1, bogie

En ambos casos tanto los valores de los percentil 0,15% y 99,85% como el valor promedio están muy por debajo del valor límite.

6.2.4.2.- ACELERACIÓN LATERAL EN LA CAJA

El filtro utilizado en este primer caso de análisis tiene las siguientes características:

Frecuencia de muestreo:	Fs = 500 Hz
Tipo:	Filtro de paso bajo
Frecuencia de corte:	Fc = 6 Hz
Atenuación:	≥ 24 dB/octava
Tolerancia:	±0,5 dB hasta la frecuencia de corte ±1dB a partir de ahí

Tabla 6. 5 - Características del filtro para el caso de Seguridad 2

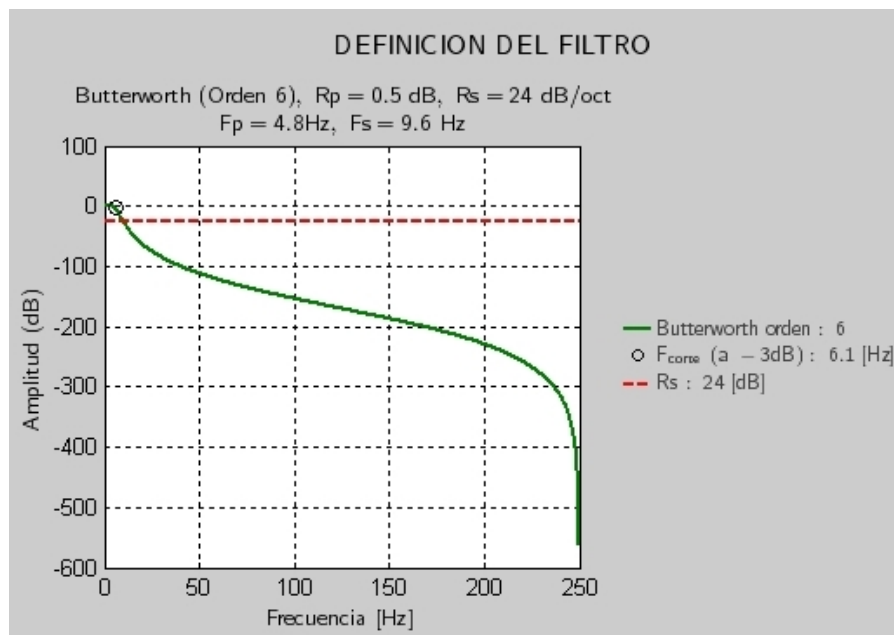
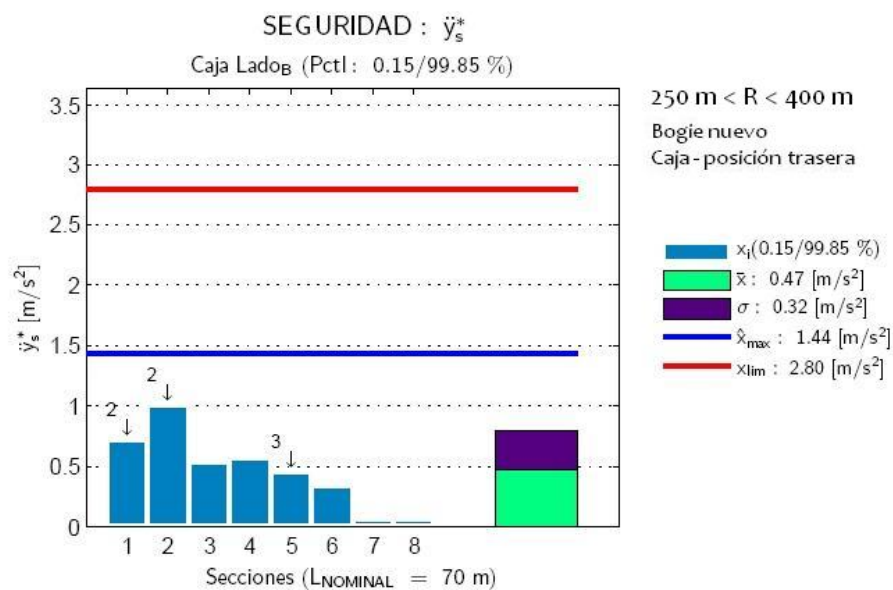


Figura 6. 20 - Filtro para el caso de Seguridad 2

Los datos obtenidos en el tramo de estudio para bogies nuevos, por secciones son:



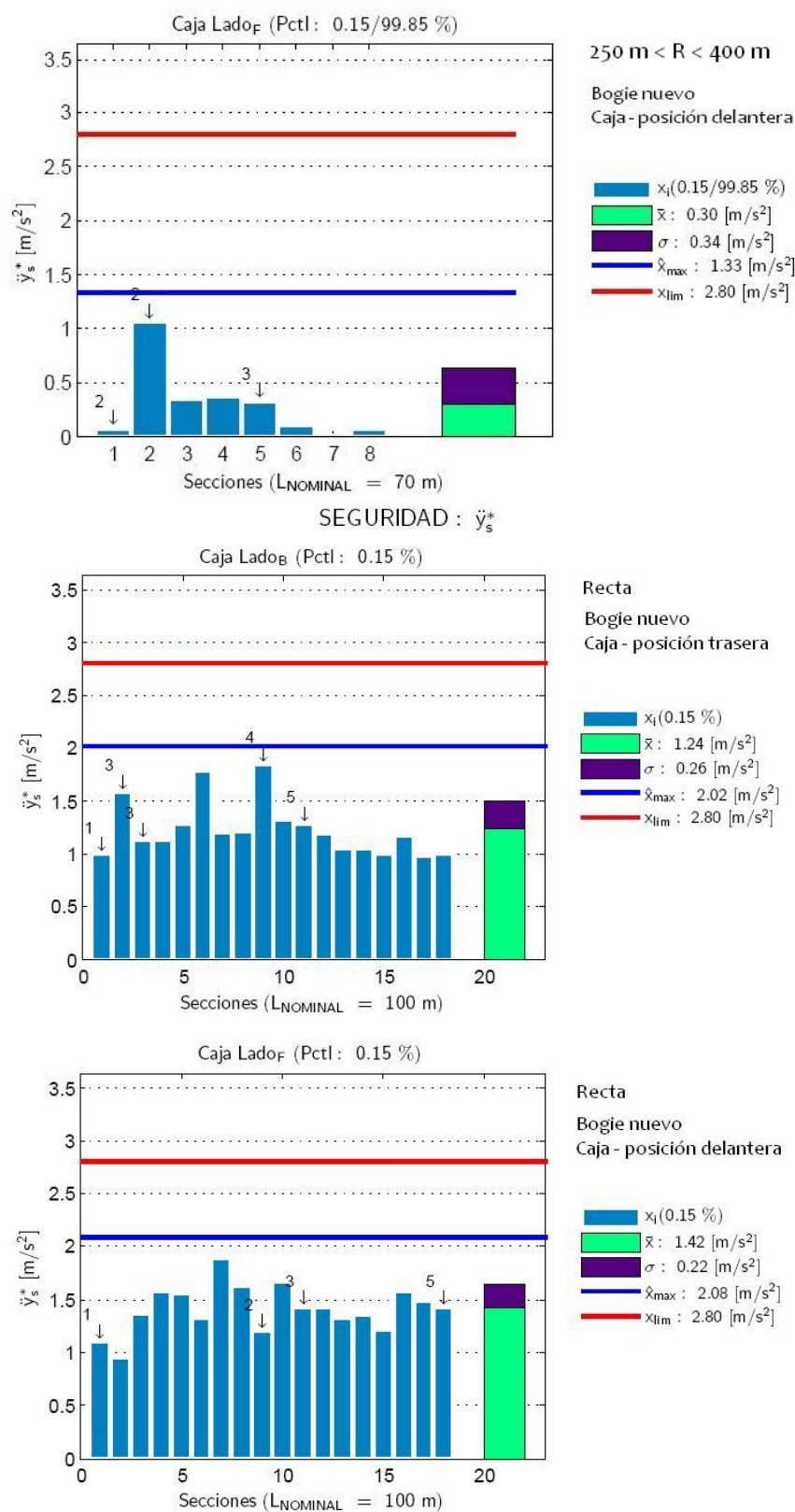
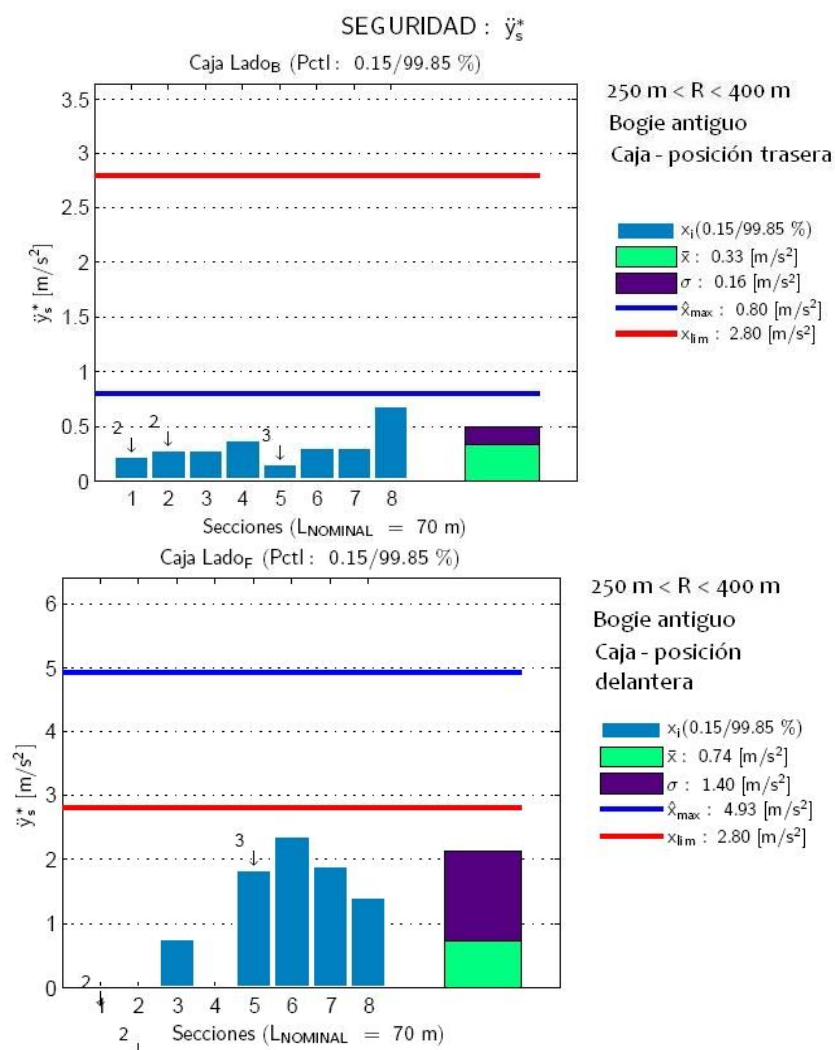
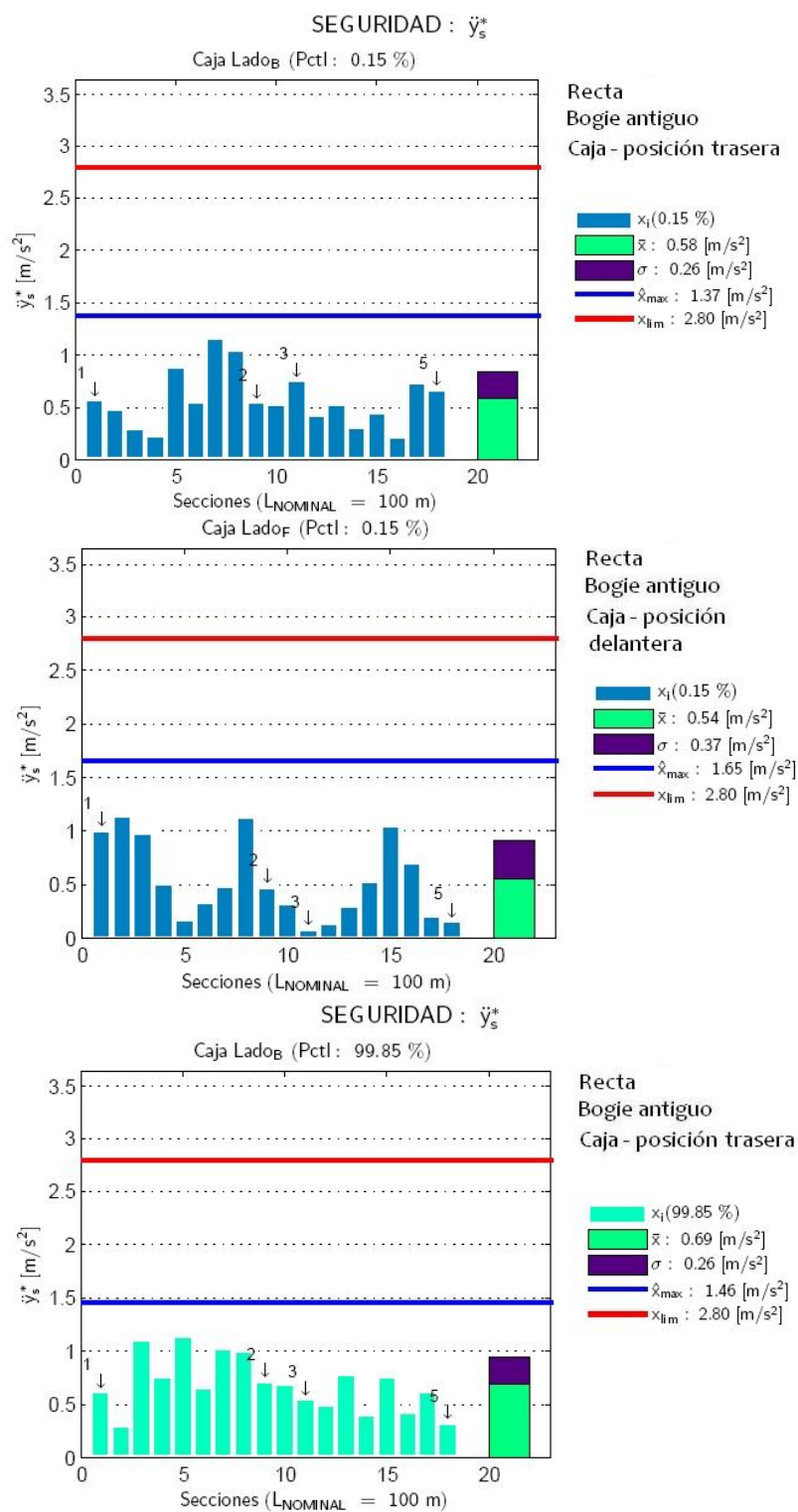


Figura 6. 21 - Aceleración lateral por tramos, caso de Seguridad 2, bogie nuevo

Aunque algún valor aislado supere el límite, la media siempre permanece por debajo del límite establecido en la norma.

Y los datos obtenidos en el tramo de estudio para bogies antiguos, por secciones, para radios de curvatura pequeña y rectas respectivamente, son:





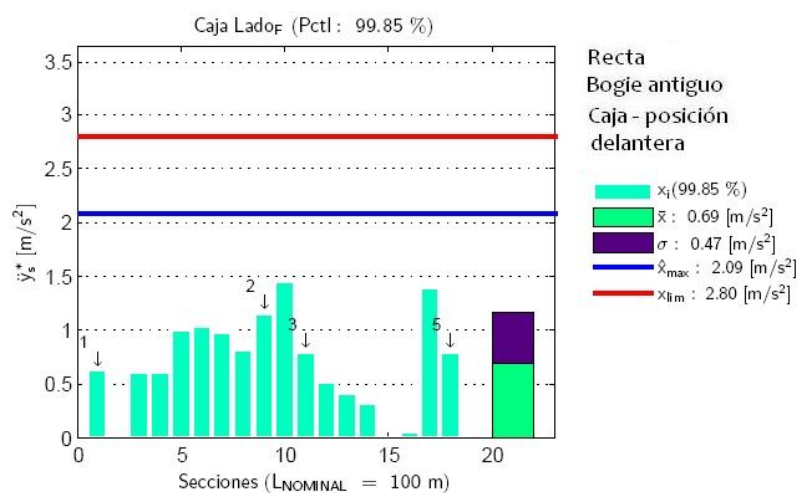


Figura 6. 22 - Aceleración lateral por tramos, caso de Seguridad 2, bogie antiguo

Como resumen se extraen las siguientes gráficas de los valores medidos en las cajas de los vagones, para un vagón equipado con bogies nuevos y otro con bogies antiguos, y la relación entre los valores promedio y los valores límite.

Para los bogies nuevos, en recta, curvas de radio pequeño y de radio grande respectivamente:

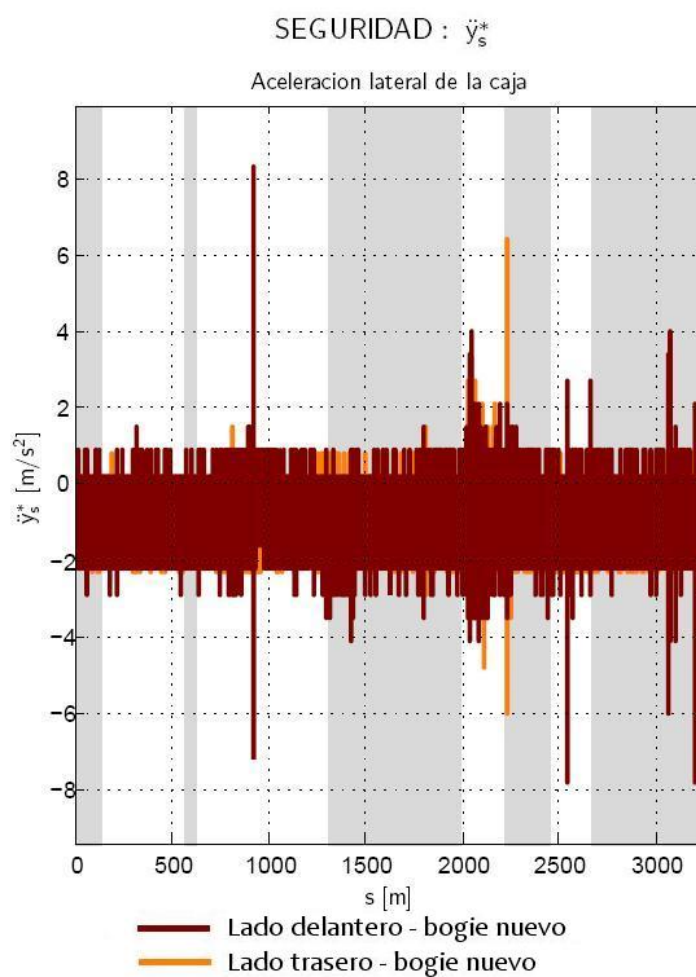
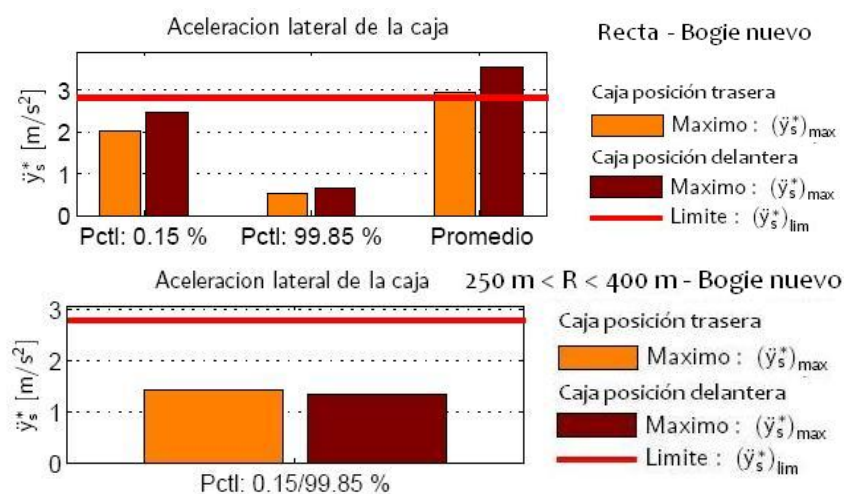


Figura 6. 23 - Aceleración lateral medida en la caja, bogie nuevo



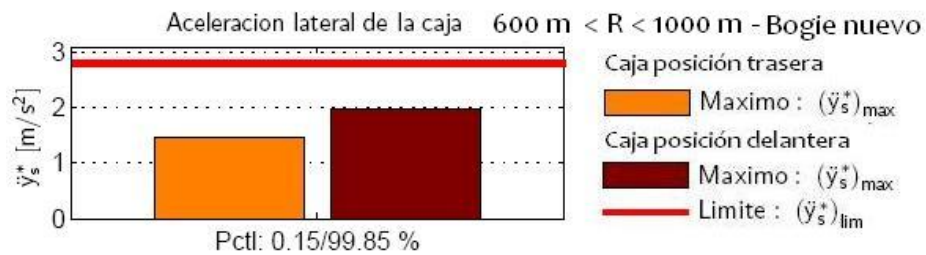


Figura 6. 24 - Valores máximos de aceleración lateral, Seguridad 2, bogie nuevo

En este caso, las aceleraciones laterales medidas en la parte trasera y delantera de la caja sobrepasan los límites establecidos para rectas.

Para los bogies antiguos, en recta, curvas de radio pequeño y de radio grande respectivamente:

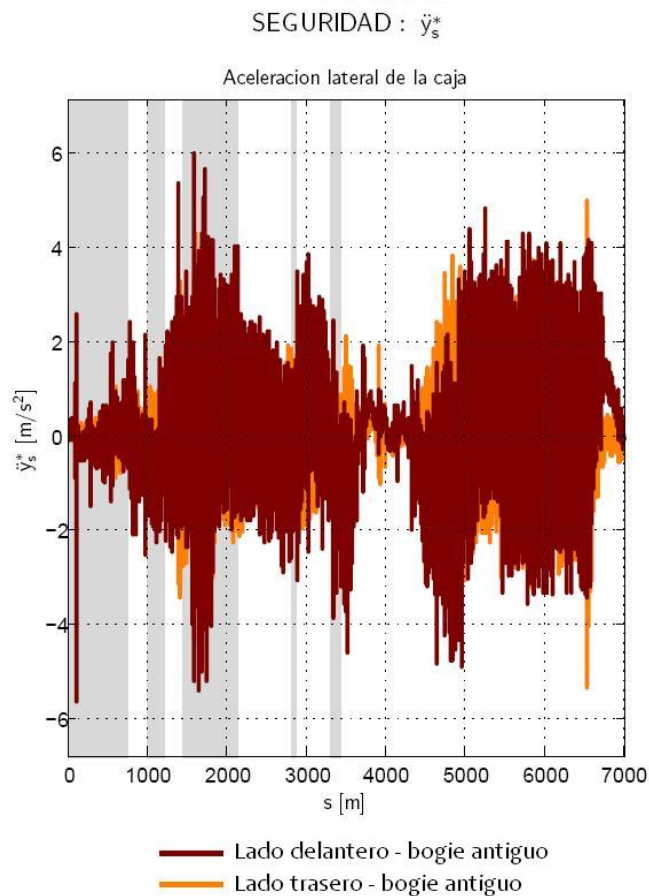


Figura 6. 25 - Aceleración lateral medida en la caja, bogie antiguo

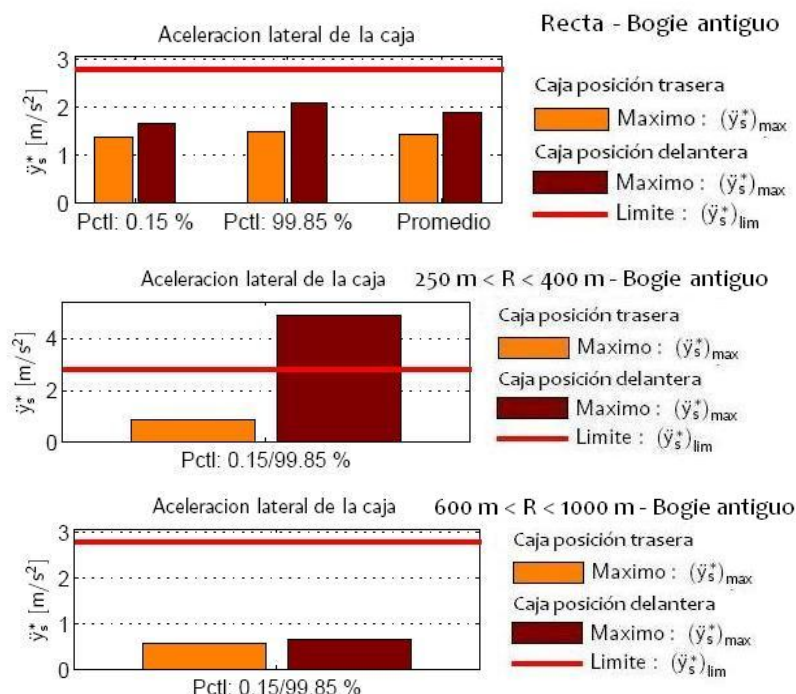


Figura 6. 26 - Valores máximos de aceleración lateral, Seguridad 2, bogie antiguo

En este caso, la aceleración lateral medida en la parte delantera de la caja sobrepasa el límite de este caso en curvas de pequeño radio de curvatura.

Se puede apreciar que en este caso los valores están mucho menos centrados en el cero que para el caso de bogies nuevos, excepto que en el primer caso hay unos picos excepcionales que se salen del rango establecido.

6.2.5.- CASOS DE CONFORT

6.2.5.1.- ACELERACIÓN LATERAL EN LA CAJA

Para los cuatro primeros casos de confort, el filtro utilizado tiene las siguientes características:

Frecuencia de muestreo:	Fs = 500 Hz
Tipo:	Filtro de paso banda
Frecuencia de corte:	Fc = 0.4 – 10 Hz
Atenuación:	≥ 24 dB/octava
Tolerancia:	±0,5 dB hasta la frecuencia de corte ±1dB a partir de ahí

Tabla 6. 6 - Características del filtro para los casos de Confort 1 a 4

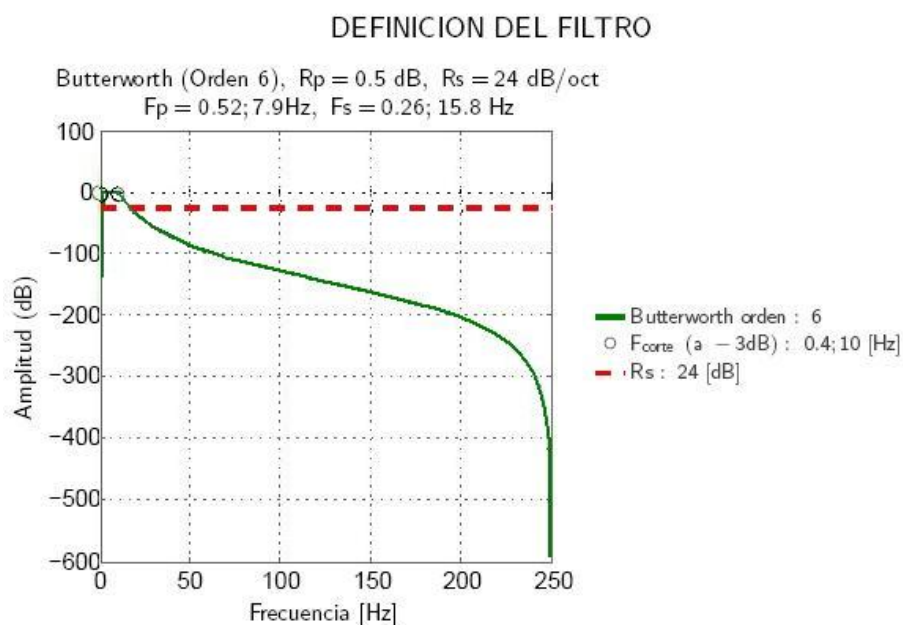


Figura 6. 27 - Filtro para los casos de Confort 1 a 4

Las siguientes gráficas representan los valores medidos en las cajas de cada vagón, para vagón con bogies nuevos y para vagón con bogies antiguos.

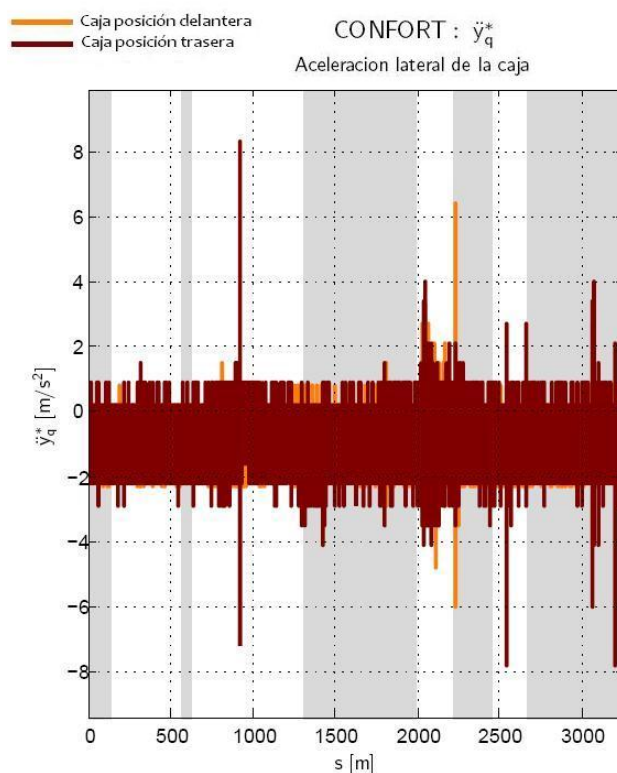


Figura 6. 28 - Aceleración lateral para el caso de Confort 1, bogie nuevo

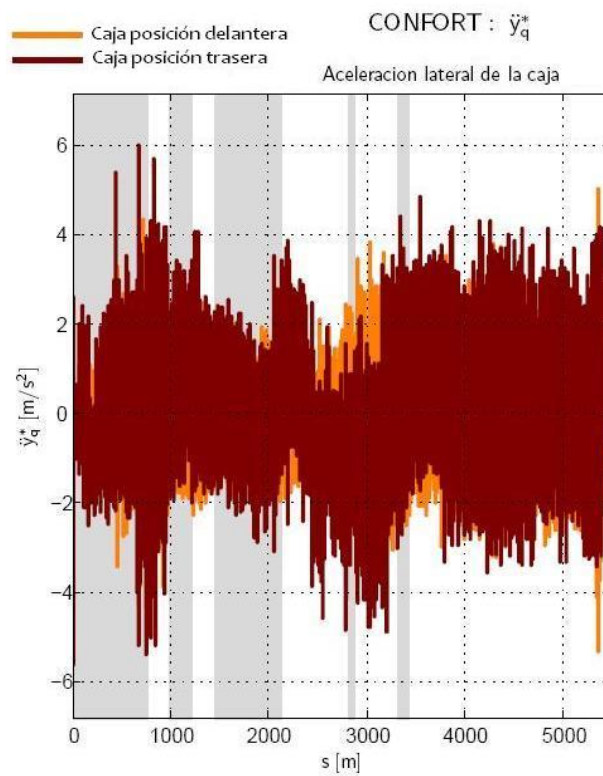


Figura 6. 29 - Aceleración lateral para el caso de Confort 1, bogie antiguo

Como puede apreciarse, los valores del bogie antiguo son sensiblemente peores que los del nuevo, a excepción de unos ciertos picos aislados.

6.2.5.2.- ACELERACIÓN VERTICAL EN LA CAJA

En este caso, también los resultados para el vagón equipado con bogies nuevos son sensiblemente mejores que los obtenidos en el vagón con los bogies antiguos.

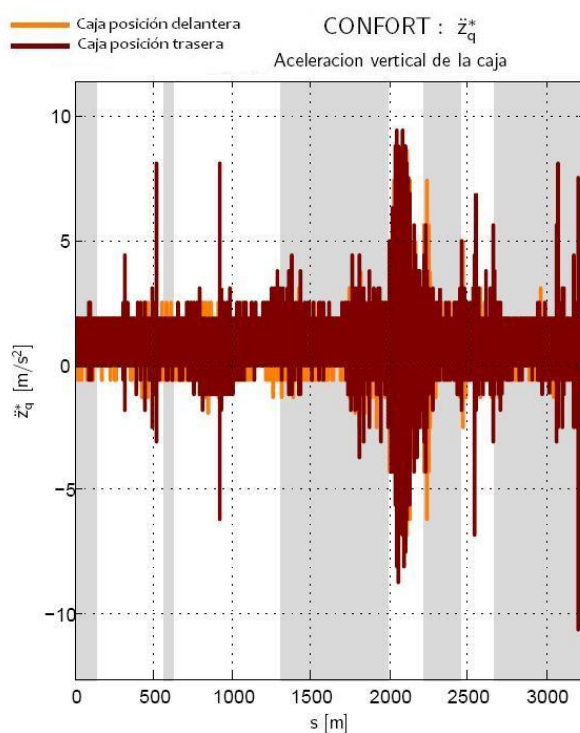


Figura 6. 30 - Aceleración vertical para el caso de Confort 2, bogie nuevo

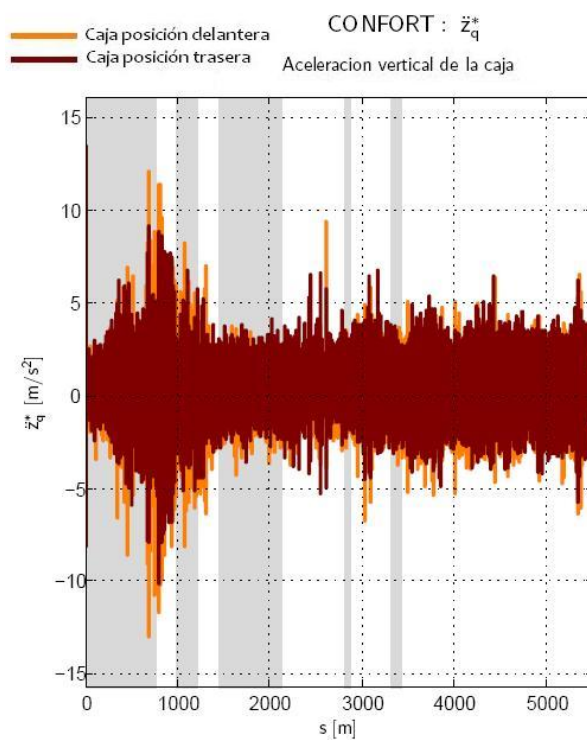


Figura 6. 31 - Aceleración vertical para el caso de Confort 2, bogie antiguo

6.2.5.3.- VALOR CUADRÁTICO MEDIO DE LA ACELERACIÓN LATERAL EN LA CAJA

En este caso la variable estudiada es el valor r.m.s. de la aceleración lateral medida en la caja del vehículo, para un estudio de cara a la inestabilidad del vehículo.

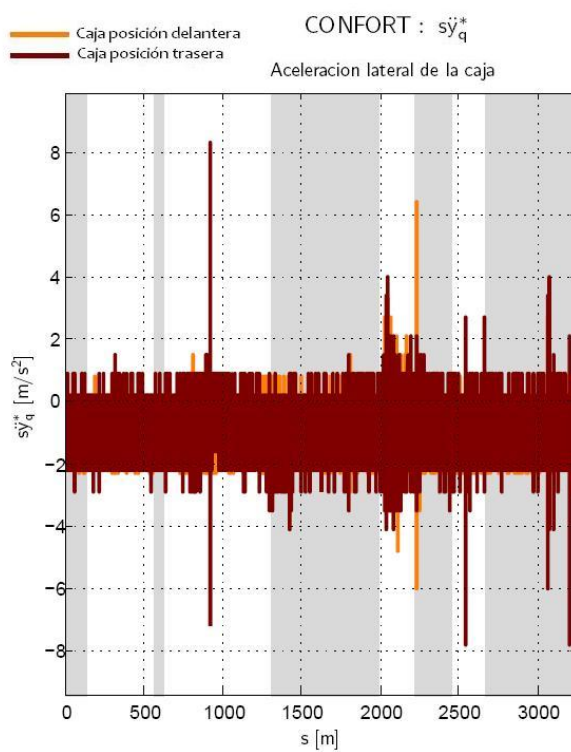


Figura 6. 32 - Aceleración lateral para el caso de Confort 3, bogie nuevo

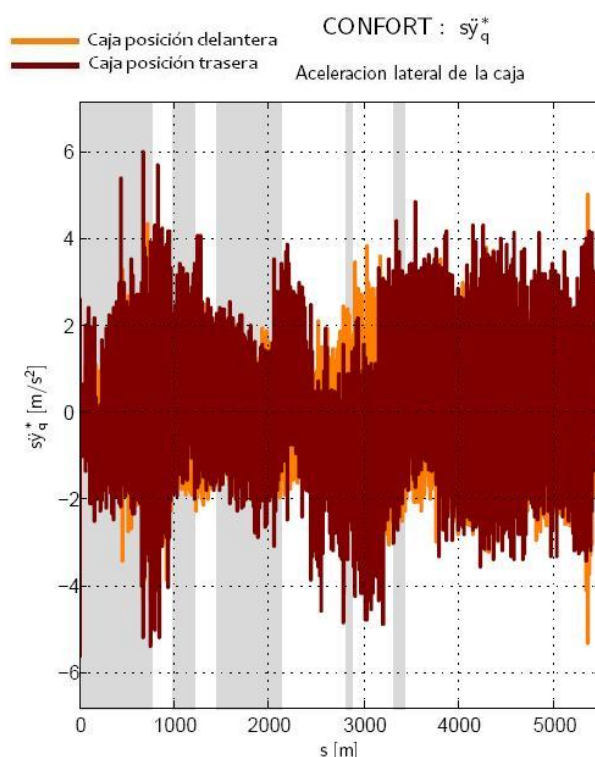


Figura 6. 33 - Aceleración lateral para el caso de Confort 3, bogie antiguo

Comparando ambas medidas se deduce que los resultados para el vagón equipado con bogies nuevos son mucho mejores que los obtenidos en el vagón con los bogies antiguos.

6.2.5.4.- VALOR CUADRÁTICO MEDIO DE LA ACELERACIÓN VERTICAL EN LA CAJA

En este caso la variable estudiada es el valor r.m.s. de la aceleración vertical medida en la caja del vehículo, para un estudio de cara a la inestabilidad del vehículo.

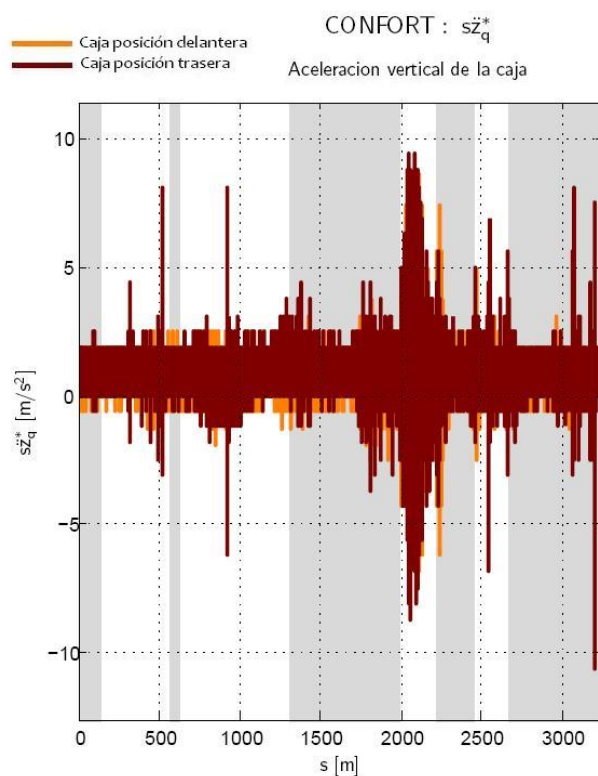


Figura 6. 34 - Aceleración vertical para el caso de Confort 4, bogie nuevo

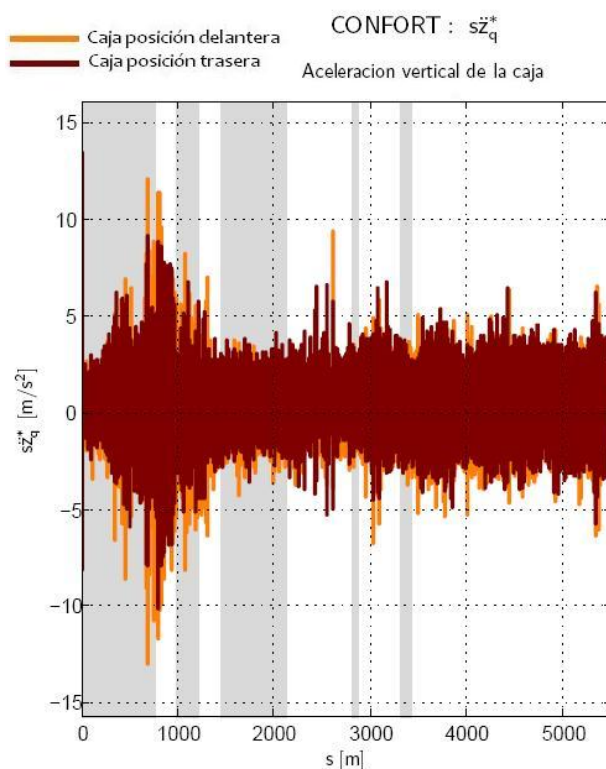


Figura 6. 35 - Aceleración vertical para el caso de Confort 4, bogie antiguo

Para este caso de análisis también se observa que los resultados obtenidos en el vagón equipado con bogies nuevos son bastante mejores que los obtenidos en el vagón con los bogies antiguos.

6.2.5.5.- ACELERACIÓN LATERAL QUASI-ESTÁTICA EN LA CAJA

El filtro utilizado en este caso de estudio tiene las siguientes características:

Frecuencia de muestreo:	$F_s = 500 \text{ Hz}$
Tipo:	Filtro de paso bajo
Frecuencia de corte:	$F_c \geq 20 \text{ Hz}$
Atenuación:	$\geq 24 \text{ dB/octava}$
Tolerancia:	$\pm 0,5 \text{ dB}$ hasta la frecuencia de corte $\pm 1 \text{ dB}$ a partir de ahí

Tabla 6. 7 - Características del filtro para el caso de Confort 5

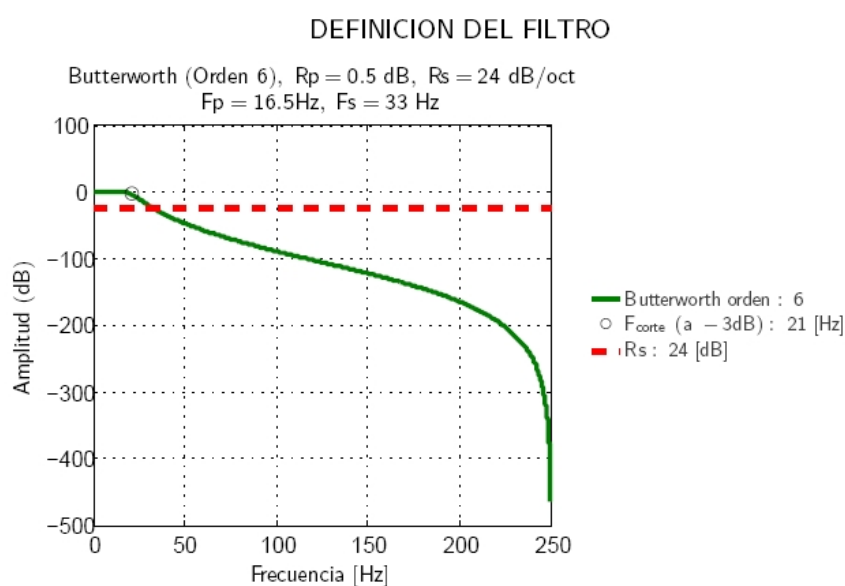


Figura 6. 36 – Filtro para el caso de Confort 5

Los datos obtenidos en el tramo de estudio para bogies nuevos, por secciones, para radios de curvatura pequeña, son:

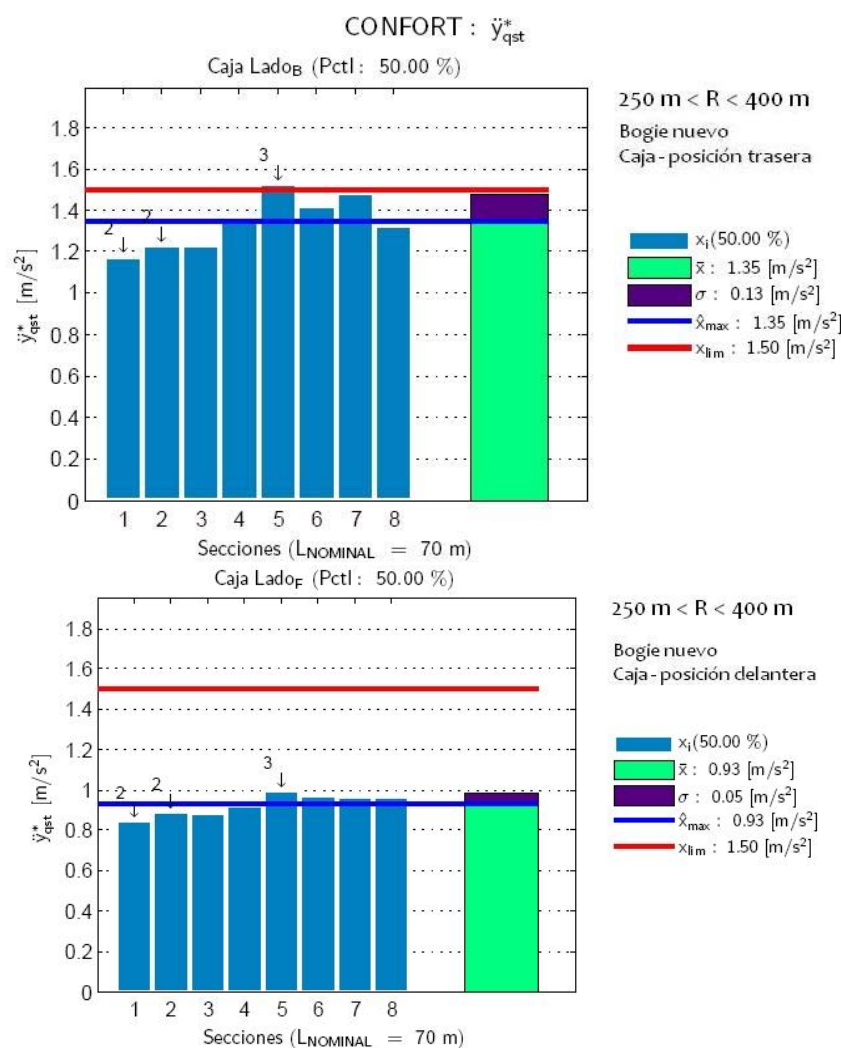


Figura 6. 37 - Aceleración lateral por tramos, para Confort 5, bogie nuevo

Para el caso de bogies antiguos este análisis tiene como resultados:

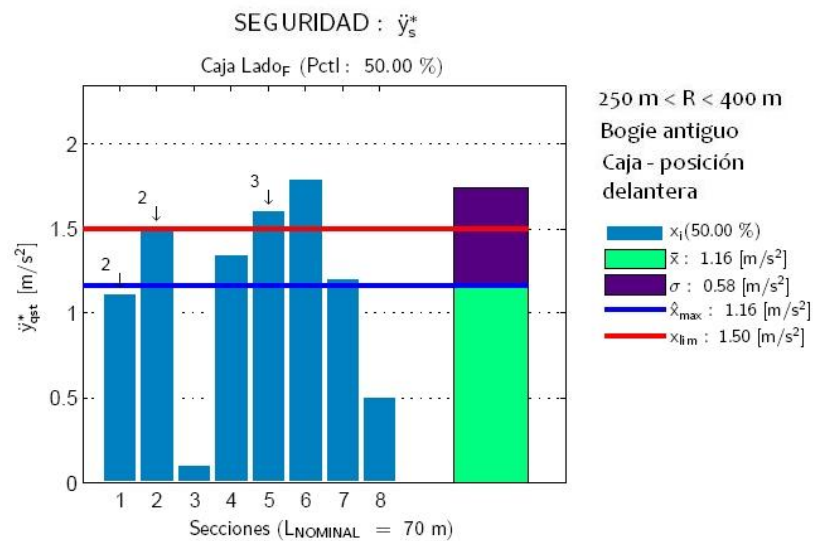


Figura 6. 38 - Aceleración lateral por tramos, para Confort 5, bogie antiguo

En este caso, el valor medio de las aceleraciones medidas en la caja, en el lado trasero del vagón con bogies nuevos es mayor, pero esto es debido a la posición dentro del sentido de la marcha.

Comparando los dos lados delanteros, los resultados son parecidos, aunque el vagón con bogies nuevos tiene una media ligeramente mejor.

Como resumen se extraen las siguientes gráficas de los valores medidos en las cajas de los vagones, para un vagón equipado con bogies nuevos y otro con bogies antiguos, y la relación entre los valores promedio y los valores límite.

Para los bogies nuevos, en curvas de radio pequeño y de radio grande respectivamente:

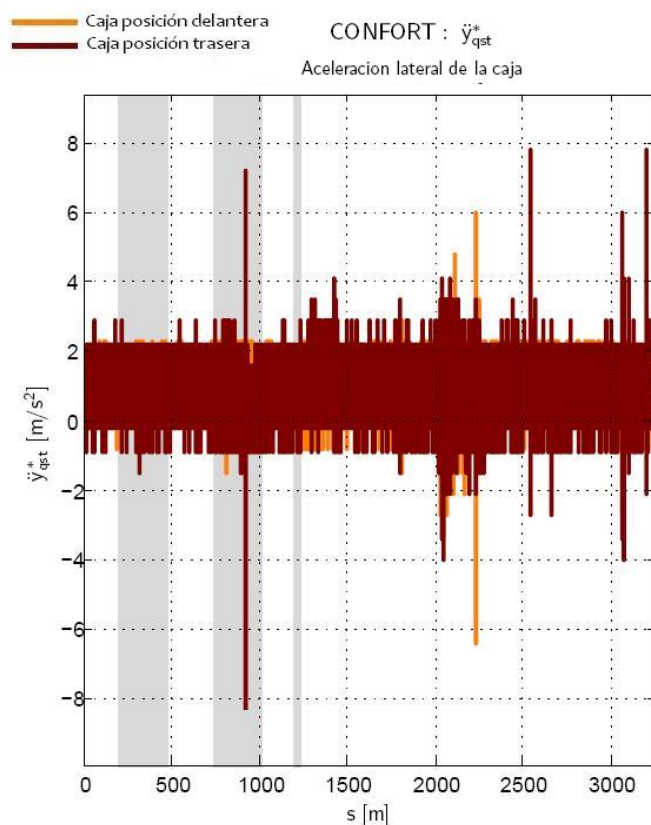


Figura 6. 39 - Aceleración lateral para el caso de Confort 5, bogie nuevo

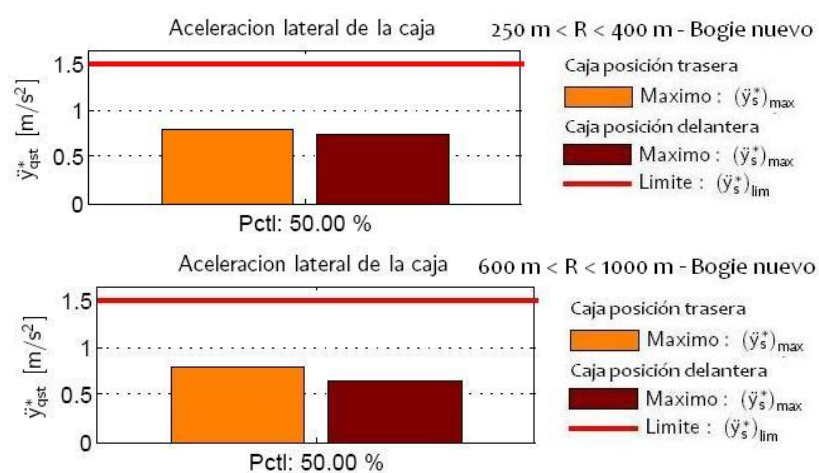


Figura 6. 40 - Valores máximos de aceleración lateral, Confort 5, bogie nuevo

Para los bogies antiguos, en curvas de radio pequeño y de radio grande respectivamente:

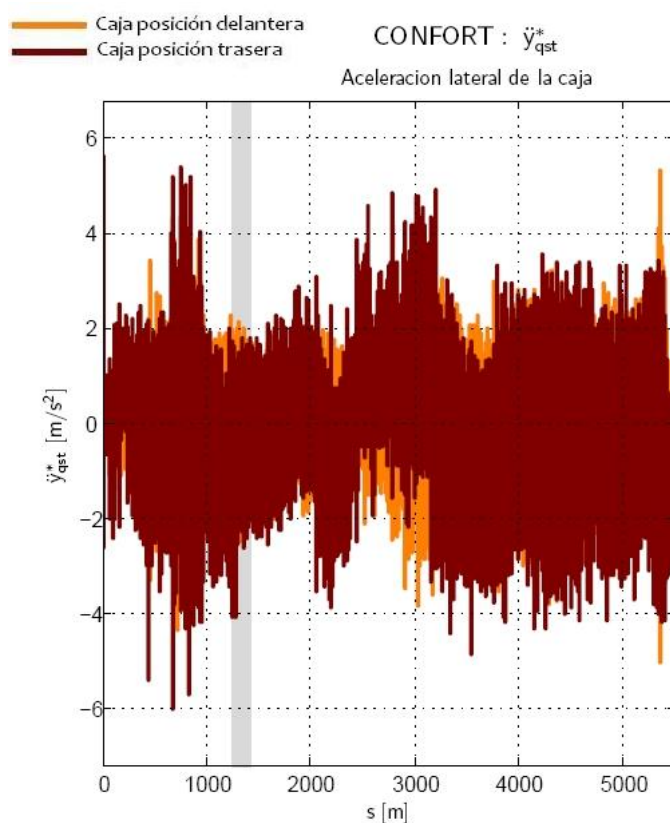


Figura 6. 41 - Aceleración lateral para el caso de Confort 5, bogie antiguo

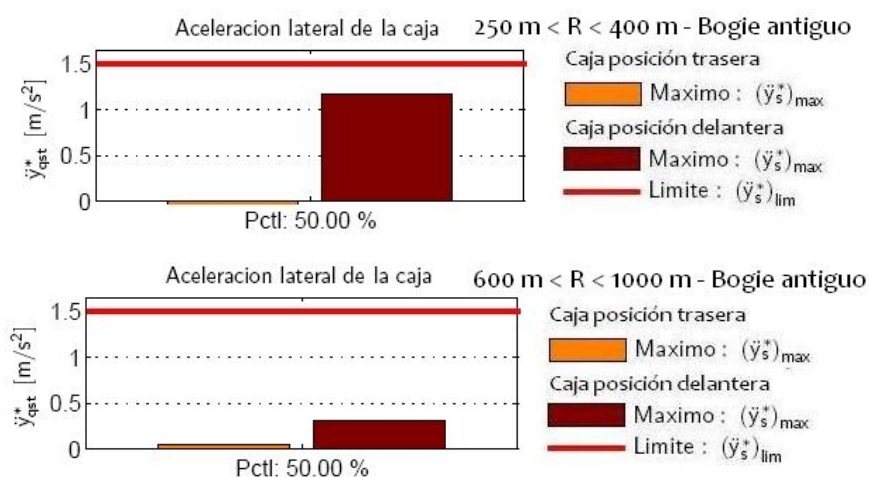


Figura 6. 42 - Valores máximos de aceleración lateral, Confort 5, bogie antiguo

6.3.- CONCLUSIONES

Antes de pasar a estudiar los resultados obtenidos en el proceso de análisis, es importante destacar que los valores que aparecen recogidos en la norma UIC 518 siempre están referidos a vía de ancho internacional (1435mm) y no al ancho métrico, por lo que los valores de dicha ficha UIC 518 pueden ser tomados como referencia y no como mandatorios para el análisis final.

Dado que el ancho de la vía por la que circula el tren equipado con le bogie de estudio es **ancho métrico** (1000mm), no se puede saber hasta qué punto son extrapolables los valores límites establecidos en dicha norma y, por tanto, cuál es la aplicabilidad de la norma UIC 518 al caso de estudio.

Sin embargo, se van a tomar los valores de la norma como referencia de cara a la comparación entre los resultados obtenidos en los bogies utilizados actualmente y los de nueva creación.

6.3.1.- COMPARACIÓN ENTRE BOGIES ANTIGUOS Y NUEVOS

En primer lugar se presentan los resultados obtenidos en los ensayos con la configuración compuesta de dos coches de pasajeros, uno equipado con bogies nuevos y el otro equipado con bogies antiguos, ambos en condiciones de tara.

Vagón	Bogies	Tara
Pasajeros 1	nuevos	16 T
Pasajeros 2	antiguos	16 T

Tabla 6. 8 - Reparto de cargas vagones pasajeros

La velocidad media de circulación en el tramo estudiado, en los diferentes registros, fue de 35 km/h.

Para eliminar la influencia de la posición de los bogies respecto al sentido de la marcha se ha analizado para el mismo tramo el sentido ida y el sentido vuelta y se ha realizado una compensación de los resultados.

Los resultados estadísticos obtenidos del análisis de los datos se resumen en la tabla siguiente como comparativa entre los bogies nuevos y los bogies antiguos, sin tener en cuenta la posición en el sentido de la marcha:

			Percentil	Valor límite	Bogie nuevo	Bogie antiguo
Seguridad	Aceleración lateral del bogie	250m < R < 400m	0.15/99.85 %	11,06	3,77	3,10
		600m < R < 1000m	0.15/99.85 %	11,06	0,81	0,99
		Recta	0,15%	11,06	2,09	2,66
			99,85%	11,06	2,22	3,41
			Promedio	11,06	2,84	3,05
	Aceleración lateral de la caja	250m < R < 400m	0.15/99.85 %	2,80	2,47	2,87
		600m < R < 1000m	0.15/99.85 %	2,80	1,30	0,61
		Recta	0,15%	2,80	2,11	1,51
			Promedio	2,80	2,74	1,65
f	Aceleración	Recta	0,15%	2,50	1,03	0,63

lateral de la caja		99,85% Promedio	2,50 2,50	1,01 0,15	0,66 0,10
Aceleración vertical de la caja	Recta	0,15% 99,85% Promedio	2,50 2,50 2,50	0,61 0,59 0,10	0,71 0,72 0,12
Aceleración lateral de la caja	Recta	r.m.s.	0,50	0,22	0,15
Aceleración vertical de la caja	Recta	r.m.s.	0,75	0,14	0,17
Aceleración lateral de la caja	250m < R < 400m	50,00%	1,50	0,43	0,62
	600m < R < 1000m	50,00%	1,50	0,62	0,18

Tabla 6. 9 - Comparación de resultados bogie nuevo / bogie antiguo

6.3.1.1.- SEGURIDAD

- Aceleración lateral del bogie:
 - Para el Caso de Seguridad 1, los valores obtenidos por tramos indican que, tanto en el caso de los bogies nuevos como en el de los antiguos, los valores máximos obtenidos están bastante alejados de los valores límites establecidos por la norma.
 - Además, en ambos casos tanto los valores de los percentiles 0,15% y 99,85% como el valor promedio están muy por debajo del valor límite.
 - Los valores de aceleración lateral en los bogies nuevos son menores que los obtenidos en los bogies antiguos, excepto en el caso particular de curvas de radio pequeño.
- Aceleración lateral de la caja:

- El análisis por tramos indica que aunque el valor de algún tramo aislado supere el límite establecido en la norma, el valor medio siempre permanece por debajo de él.
- Según el análisis estadístico de la señal, la aceleración lateral medida en la caja equipada con los bogies nuevos no sobrepasa el límite de seguridad.
- En el caso de bogies antiguos, la aceleración lateral de la caja sobrepasa el límite en curvas con radio de curvatura pequeño. Esto se produce con más intensidad en tramos donde la velocidad de circulación aumenta por encima de la velocidad normal de circulación.
- Se puede apreciar que en este caso los valores de la señal filtrada son menos homogéneos que en el caso de bogies antiguos, estando las medias menos centradas en el cero y con mayores sobreoscilaciones.

6.3.1.2.- CONFORT

- Aceleración lateral de la caja:
 - La aceleración lateral medida en la caja tiene valores sensiblemente peores en el vagón equipado con bogies antiguos que en el vagón con los bogies nuevos.
- Aceleración vertical de la caja:
 - También la aceleración vertical de la caja para el vagón equipado con bogies nuevos tiene medidas mucho más homogéneas que en el caso del vagón con bogies antiguos.

- Valor cuadrático medio de las aceleraciones:
 - Para los Casos de Confort 3 y 4, al comparar ambas medidas se deduce que los resultados para el vagón equipado con bogies nuevos son mucho mejores que los obtenidos en el vagón con los bogies antiguos y con menores sobreoscilaciones.
- Aceleración lateral quasi-estática de la caja:
 - El valor medio de la aceleración lateral medida en la caja, en lado trasero del vagón con bogies nuevos es mayor, pero es debido a la posición dentro del sentido de la marcha. Comparando los dos lados delanteros de los vagones, los resultados son parecidos, aunque la media en el caso de los nuevos es ligeramente mejor.
 - En la tabla se ve que el valor medio de la aceleración de los bogies nuevos, sin tener en cuenta la posición de estos en el sentido de la marcha, son inferiores en el caso de curvas abiertas y ligeramente superiores en el caso de curvas cerradas.
 - A la vista de la señal filtrada, la del vagón equipado con bogies nuevos es mucho más homogénea y centrada en cero.

Como resumen, se puede deducir que los valores obtenidos de aceleraciones en el vagón equipado con los bogies nuevos son **mejores** en cuanto a seguridad y **considerablemente mejores** en cuanto a confort.

CAPÍTULO 7: PLANIFICACIÓN Y PRESUPUESTO

7.1.- PLANIFICACIÓN DEL PROYECTO

Para que el proyecto se desarrolle de una forma idónea y se pueda llevar a cabo correctamente, es necesario definir un plan de trabajo en el que se identifiquen los recursos y los requerimientos necesarios para abordarlo, de modo que se estime la duración de cada una de las actividades a realizar.

En este apartado se detallan las tareas y subtareas realizadas para el desarrollo del proyecto y su duración relativa.

1. Identificación del problema estático:

- El primer paso es definir los objetivos específicos del proyecto, el alcance técnico y el esquema general de los pasos a seguir para su desarrollo.
- Recopilación del estado del arte (8 horas)
- En esta primera fase es necesario hacer un análisis global del problema a tratar y un compendio de toda la información necesaria para poder abordarlo.

- Estudio del material rodante ferroviario. (24 horas)
 - Para la elaboración del proyecto se ha necesitado estudiar los diferentes tipos de material rodante ferroviario, sus características y los elementos que lo componen, especialmente lo relativo al bogie, los ejes y la suspensión.
- Estudio de la normativa de aplicación. (8 horas)
 - También se ha necesitado estudiar la normativa relacionada con el análisis y los ensayos de carga estática propuestos para el bogie, tanto a nivel europeo como a nivel internacional.
- Se estima que el tiempo dedicado para la identificación del problema estático ha sido de 40 horas.

2. Modelo teórico:

- Modelado por el Método de Elementos Finitos del bogie de estudio para el cálculo de las tensiones teóricas en diferentes estados de carga.
- Se estima que el tiempo dedicado ha sido de 84 horas.

3. Protocolo de ensayos estáticos:

- Diseño y redacción del protocolo de ensayo a realizar para los ensayos estáticos de condiciones de carga conforme a la norma UIC 515-4.
- Se estima que el tiempo dedicado ha sido de 24 horas.

4. Instrumentación para las pruebas de extensimetría:

- Selección de la instrumentación necesaria, posicionamiento de las galgas extensiométricas en el bogie y conexión con el equipo de medida.
- Se estima que el tiempo dedicado ha sido de 32 horas.

5. Ejecución de los ensayos estáticos:

- Ejecución de los ensayos de carga estática sobre el bogie de estudio.
- Se estima que el tiempo dedicado ha sido de 32 horas.

6. Análisis de los resultados de los ensayos estáticos:

- Análisis de los resultados según los criterios establecidos por la normativa de aplicación UIC 515-4.
- Validación del modelo teórico e interpretación de los resultados respecto a los valores límite establecidos para el bogie de estudio.
- Se estima que el tiempo dedicado ha sido de 50 horas.

7. Tiempo empleado en la identificación del problema dinámico:

- Estudio de la dinámica ferroviaria: (30 horas)
 - Estudio del comportamiento dinámico y la circulación en curva, así como de las modelizaciones posibles de un bogie, en cuanto a uniones rígidas o elásticas de los ejes con el bastidor

del bogie, y los elementos de la vía que intervienen en su comportamiento dinámico.

- Estudio de la normativa de aplicación. (30 horas)
 - También se ha necesitado estudiar la normativa existente en cuanto a seguridad y calidad de la marcha.
- Se estima que el tiempo dedicado a la identificación del problema dinámico ha sido de 60 horas.

8. Protocolo de ensayos dinámicos:

- Diseño y redacción del protocolo de ensayo a realizar para los ensayos dinámicos, de cara a la seguridad frente al descarrilamiento y el confort, conforme a la norma UIC 515-4.
- Se estima que el tiempo dedicado ha sido de 50 horas.

9. Instrumentación para las pruebas dinámicas:

- Selección de la instrumentación necesaria para las pruebas en marcha, partiendo de las condiciones previstas de funcionamiento y en función del rango estimado de valores a obtener.
- Posicionamiento de los acelerómetros en el bogie y en la caja del vehículo, y conexión con el equipo de medida.
- Se estima que el tiempo dedicado ha sido de 20 horas.

10. Ejecución de los ensayos dinámicos:

- Ejecución de los ensayos mediante medidas con acelerómetros y registro en línea de las aceleraciones ocurridas en marcha.
- Se estima que el tiempo dedicado ha sido de 28 horas.

11. Análisis de los resultados de los ensayos dinámicos:

- Filtrado y análisis de los resultados según los criterios establecidos por la normativa UIC 518, a través de un programa informático desarrollado en Matlab.
- Interpretación de los resultados de cara al estudio del comportamiento dinámico y a la validación del bogie de estudio.
- Se estima que el tiempo dedicado ha sido de 280 horas.

En la figura 7.1 se expone el diagrama de Gantt de la planificación del presente proyecto. Dicho diagrama se ha organizado por cuatrimestres. En él aparecen todas las tareas y subtareas con sus respectivas relaciones de dependencia.

En la planificación expuesta se considera que cada semana de trabajo estará compuesta por 20 horas laborales, siendo el tiempo total requerido para la realización del proyecto 4 meses.

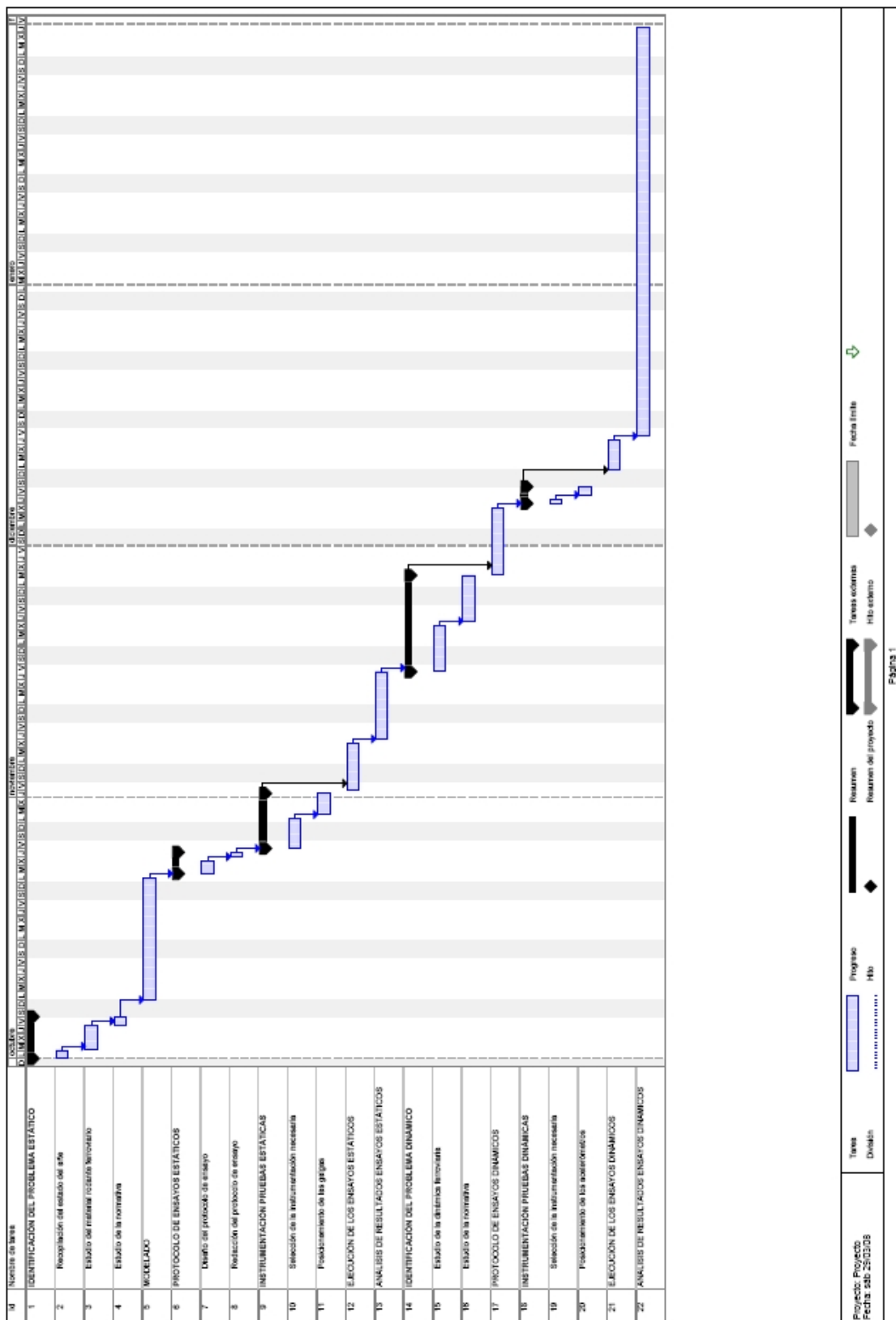


Figura 7. 1 – Diagrama de Gantt de la planificación del proyecto

7.2.- PRESUPUESTO

Para obtener el presupuesto del proyecto se analizarán por separado los costes de ingeniería y los costes de material.

7.2.1.- COSTES DE INGENIERÍA

Los costes de ingeniería que se detallan a continuación, se miden en relación al tiempo dedicado a cada tarea, según las tareas descritas en la planificación del proyecto.

TAREA	DURACIÓN
Identificación del problema estático	40 horas
Modelo teórico	84 horas
Protocolo de ensayos estáticos	24 horas
Instrumentación para las pruebas de extensimetría	32 horas
Ejecución de los ensayos estáticos	32 horas
Análisis de los resultados de los ensayos estáticos	50 horas
Identificación del problema dinámico	60 horas
Protocolo de ensayos dinámicos	50 horas
Instrumentación para las pruebas dinámicas	20 horas
Ejecución de los ensayos dinámicos	28 horas
Análisis de los resultados de los ensayos dinámicos	280 horas
TOTAL	700 horas

Tabla 7. 1 - Duración de las tareas de ingeniería

Los costes unitarios de ingeniería, según las tablas facilitadas por el Ministerio de Fomento para ingenieros con poca experiencia laboral, son:

35 €/hora.

Número total de horas empleadas:

700 horas.

Costes de ingeniería:

700 horas x 35 €/hora = 26.250 €.

7.2.2.- COSTES DE MATERIAL

Los costes materiales del proyecto se componen de los distintos dispositivos necesarios para cada una de las pruebas a realizar y un PC totalmente equipado y conexionado, dotado de las herramientas software necesarias y licenciado.

- El material informático necesario se compone de un equipo PC equipado con las diferentes herramientas informáticas comerciales necesarias para el análisis y presentación de los datos obtenidos en los registros.
- Para las pruebas extensiométricas, el material necesario se compone principalmente de las galgas extensiométricas, los cables y conectores necesarios, los útiles para su instalación, el registrador alquilado durante el tiempo de realización de la fase de medida, que es de dos semanas, y el software necesario para el registro de los datos.
- Para las pruebas de seguridad y confort, el material necesario se compone fundamentalmente de los acelerómetros de medida, los acondicionadores de señal, los registradores necesarios y las herramientas precisas para su instalación.

CONCEPTO	PRECIO UNIDAD	CANT.	IMPORTE
1. MATERIAL INFORMÁTICO			
EQUIPO PC COMPLETO	1,000.00 €	1	1,000.00 €
MICROSOFT WINDOWS XP PROFESIONAL	123.06 €	1	123.06 €
MICROSOFT OFFICE 2007 PROFESIONAL	268.74 €	1	268.74 €
MATLAB	1,950.00 €	1	1,950.00 €
STATISTICS TOOLBOX MATLAB	1,000.00 €	1	1,000.00 €
FILTER DESIGN TOOLBOX MATLAB	1,000.00 €	1	1,000.00 €
DADiSP/2002	1,995.00 €	1	1,995.00 €
TOTAL			7,336.80 €
2. PRUEBAS EXTENSIOMÉTRICAS			
GALGA EXTENSIOMÉTRICA	10.29 €	25	257.25 €
ACONDICIONADOR A 60ml	9.00 €	1	9.00 €
NEUTRALIZADOR 5 60ml	9.00 €	1	9.00 €
KIT ADHESIVO	50.00 €	1	50.00 €
CINTA ADHESIVA DE PAPEL	9.00 €	1	9.00 €
METAL PARA SOLDADURA	10.00 €	1	10.00 €
KIT DISOLVENTE DE RESINA	24.00 €	1	24.00 €
RECUBRIMIENTO DE SILICONA 30ml	22.00 €	2	44.00 €
SOLDADOR 30S 230V LD	8.00 €	3	24.00 €
PUNTA R05D	26.20 €	2	52.40 €
CABLE APANTALLADO 4x025	0.71 €	400	285.00 €
CONECTOR		20	0.00 €
REGISTRADOR SYSTEM 5000 VISHAY	875.00 €	2	1,750.00 €
TOTAL			2,523.65 €
3. PRUEBAS SEGURIDAD Y CONFORT			
ACELERÓMETRO BRÜEL&KJÆR	461.30 €	10	4,613.00 €
CABLE REFORZADO, MUY BAJO RUIDO, DOBLE PANTALLA, 10m	204.14 €	10	2,041.40 €
ADAPTADOR BNC A 10-32 UNF	27.92 €	10	279.20 €
ACONDICIONADOR DE SEÑAL 4416B	465.00 €	9	4,185.00 €
REGISTRADOR		2	0.00 €
TACÓMETRO ÓPTICO		1	0.00 €
BRIDA BLANCA	0.06 €	50	3.20 €
BRIDA NEGRA 3,5cm	0.03 €	30	1.00 €
PORTABRIDAS	0.63 €	4	2.50 €
CINTA AMERICANA PLATEADA	4.39 €	2	8.78 €
CINTA ADHESIVA DOBLE CARA	2.25 €	2	4.50 €
ESCUADRA 50x50mm	0.45 €	6	2.70 €
ESCUADRA PERFORADA	0.65 €	5	3.25 €
PALOMILLA 350X300mm	1.00 €	4	4.00 €
SPRAY BLANCO 150ml	6.50 €	1	6.50 €

CATADIÓPTRICO BLANCO	2.90 €	1	2.90 €
MASCARILLA	0.50 €	1	0.50 €
SUPERCEYS	6.95 €	1	6.95 €
ACTIVADOR	12.95 €	1	12.95 €
TOTAL			11,178.33 €

Tabla 7. 2 - Presupuesto para material

Los costes totales de material son por tanto:

Material informático:	7.336,80 €
Material pruebas estáticas:	2.523,65 €
Material pruebas dinámicas:	11.178,33 €
Coste total materiales:	21.038,78 €

7.2.3.- COSTE TOTAL DEL PROYECTO

El coste total del proyecto es la suma de los costes de ingeniería y los costes de material.

COSTES INGENIERÍA	26.250,00 €
COSTES DE MATERIAL	21.038,78 €
COSTE TOTAL DEL PROYECTO	47.288,78 €

Tabla 7. 3 - Coste total del proyecto

De forma que el coste total del proyecto es de 47.288,78 €, coste al cual debe aplicarse el Impuesto sobre el Valor Añadido (IVA) del 16%, de forma que el coste final es de **54.855 €**.

CAPÍTULO 8: CONCLUSIONES

En el presente proyecto se ha desarrollado una metodología de estudio para la validación de material móvil ferroviario remolcado.

La metodología desarrollada ha sido diseñada desde los parámetros establecidos para el ancho de vía internacional, para cualquier material móvil ferroviario remolcado, de modo que es aplicable y tiene una fácil adaptación a cualquier material rodante concreto.

Esta metodología de estudio se ha aplicado como caso particular a un bogie clásico, en material de época, según un diseño ya existente, para el transporte de viajeros, con dos ejes montados y ruedas monobloque, para velocidades bajas de circulación sobre ancho de vía métrico.

Esta extrapolación de la metodología a un caso de ancho métrico ha permitido contrastar su validez y comprobar que los resultados obtenidos son robustos.

El estudio ha tenido dos vertientes. Una de cara a las condiciones de carga y otra de cara a la seguridad y a la calidad de la marcha.

En primer lugar, para el estudio de las condiciones de carga se ha realizado una recopilación del estado del arte, partiendo de los conceptos básicos del material rodante ferroviario y su comportamiento estático, para finalmente abarcar la Teoría de la Elasticidad de los materiales.

La metodología de análisis se ha basado en el estudio de los requisitos de la normativa relacionada, en particular los de la ficha técnica UIC 515-4 de la Unión Internacional del Ferrocarril.

A partir de ahí se han diseñado y llevado a cabo medidas extensiométricas de deformación, para comprobar las tensiones producidas y compararlas con los límites establecidos en la normativa.

Se ha definido a tal fin una especificación del protocolo de ensayo a seguir y una ejecución y análisis de los resultados obtenidos.

De cara a la instrumentación, se decidió utilizar galgas extensiométricas uniaxiales, que tienen una fácil instalación y desinstalación en el bogie, lo que evita perder tiempos en el montaje y desmontaje de éste en el coche.

El sistema de adquisición de datos elegido es robusto y consta de un ordenador personal en línea para el registro y posterior procesamiento de las señales medidas.

Además, para poder contrastar los valores obtenidos en los ensayos, se ha realizado un modelo teórico de las tensiones provocadas en el bogie, mediante el Método de Elementos Finitos. Con esta base se han podido comparar esos resultados con los valores esperados y se ha podido validar el modelo para simular diferentes estados de carga.

En segundo lugar, para el estudio de la seguridad y la calidad de la marcha se ha hecho una recopilación del estado del arte, en lo referente al comportamiento dinámico del material rodante ferroviario, a las condiciones de seguridad frente al descarrilamiento, y a la calidad de la marcha y la tolerancia fisiológica de los viajeros.

Además ha sido necesario también el estudio de la normativa relacionada, tanto española como europea e internacional, para poder desarrollar a partir de ella una metodología de análisis válida.

Con esta base se diseñaron y ejecutaron pruebas dinámicas en vía. Como instrumentación se decidió utilizar acelerómetros unidireccionales, que permiten comprobar las aceleraciones producidas en marcha y compararlas con los límites establecidos en la normativa relacionada UIC 518 de la Unión Internacional del Ferrocarril.

Para el diseño de las pruebas se ha realizado un estudio del comportamiento dinámico y de la seguridad frente al descarrilamiento para un vehículo ferroviario de pasajeros equipado con un bogie clásico.

El resultado de este estudio fue la especificación del protocolo de ensayo a seguir y la posterior ejecución y análisis de los resultados obtenidos.

Los ensayos se realizaron en un entorno agresivo, ya que las condiciones de polvo y suciedad condicionaron una estricta y escrupulosa instalación de los sensores.

La instrumentación utilizada han sido acelerómetros uniaxiales, elegidos en función del comportamiento ferroviario esperado e instalados sobre soportes fácilmente desmontables, lo que permite la utilización normal del material rodante una vez finalizados los ensayos.

El sistema de adquisición de datos que se escogió es robusto, y se puede utilizar para la captación de señales en cualquier tipo de vehículo, así como exportar los datos a un ordenador convencional para su procesamiento.

Para contrastar los resultados de los ensayos con la norma, se ha generado un programa informático con la herramienta Matlab que analiza los datos obtenidos directamente de los ensayos y los compara con los criterios y valores límites establecidos.

El programa desarrollado es fácilmente adaptable a las condiciones de la vía, ancho de vía e insuficiencia de peralte admisible, así como a las condiciones de los vagones, con parámetros tales como la masa por eje o la masa de los bogies, y permite variar las condiciones de filtrado de las señales de entrada. Se trata de un entorno perdurable, que se puede instalar en cualquier ordenador personal, con unos requisitos mínimos del procesador de 3.0 GHz y una memoria mínima de 1GB de RAM.

Finalmente cabe añadir, que la planificación establecida define claramente la duración de cada una de las tareas necesarias para la consecución del proyecto así como las dependencias de unas tareas con otras. Con estos datos, la duración total del proyecto es de cuatro meses.

El presupuesto determina el coste total del proyecto, que se cifra en 54.855 €.

CAPÍTULO 9: BIBLIOGRAFÍA

- [1] Norma UNE–EN 10025: 1994.
- [2] Norma UNE–ENV 12299:1999: *Aplicaciones ferroviarias. Comodidad de viaje para los viajeros. Medición y evaluación.*
- [3] International Standard ISO 2631-1: *Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration.*
- [4] “*Métodos Experimentales en Elasticidad*”. Apuntes del Laboratorio Docente de Elasticidad y Resistencia de Materiales. ETSI Industriales de Madrid.
- [5] Pero-Sanz Elorz, José Antonio: “*Aceros. Metalurgia física, selección y diseño*”. CIE Inversiones Editoriales Dossat-2000. ISBN: 978-84-896-5654-3.
- [6] Smith, Hashemi: “*Fundamentos de la Ciencia e Ingeniería de Materiales*”, 4ª Edición. Mcgraw-Hill. ISBN:97-010-5638-8.
- [7] Ortiz Berrocal, Luis: “*Resistencia de Materiales*”. Ed. Mcgraw-Hill, 2007. ISBN: 978-84-481-5633-6.
- [8] Panagin, Romano: “*Dinámica del vehículo ferroviario*”. Ed. Levrotto & Bella, 1997. ISBN: 88-821-8001-8.
- [9] López Pita, Andrés: “*Infraestructuras ferroviarias*”. Ediciones UPC (*World Scientific*), 2006. ISBN: 84-830-1853-5.

- [10] García de Jalón, Javier; y otros: *“Aprenda Matlab como si estuviera en primero”*. ETSII, 2001.
- [11] Oficina Española de Patentes y Marcas. www.oepm.es
- [12] Haigermoser, Andreas: *“Schienenfahrzeuge (Ferrocarriles)”*. Apuntes de la Technischen Univesität Graz, 2002.
- [13] Vera, Carlos: *“Prestaciones de los vehículos ferroviarios”*. Apuntes de la ETSI Industriales de Madrid.
- [14] Köhler, Günter: *“Konstruktion der Schienenfahrzeuge” (Construcción de los Ferrocarriles)*. Apuntes de la Leibniz Universität Hannover, 2006.
- [15] Iwnicki, Simon: *“Handbook of Railway Dynamics”*. Ed. Taylor & Francis, 2006. ISBN: 0-8493-3321-0.
- [16] Okamoto, Isao: *“How Bogies Work”*. Japan Railway and Transport Review, 1998.